

Entwicklung und Untersuchung eines breitenveränderlichen, teilbeschaufelten Diffusors für ein radiales Kleingebläse

**Vom Fachbereich Maschinenwesen
der Universität Duisburg-Essen
genehmigte Dissertation
zur Erlangung des Akademischen Grades
Doktor-Ingenieur**

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Ulrich Lohmann

aus Essen

**Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. P. Winske
Prof. Dr.-Ing. W. Bitterlich
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. E. Sauer**

Tag der mündlichen Prüfung: 08.10.2004

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Energie- und Kraftwerkstechnik der Universität Essen, heute Universität Duisburg-Essen.

Mein besonderer Dank gilt dem Inhaber des Lehrstuhls Herrn Prof. Dr. rer. nat. P. Winske für die wissenschaftliche Förderung, für die wohlwollende Unterstützung sowie die Möglichkeit diese Arbeit anfertigen zu dürfen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Walter Bitterlich möchte ich für die Übernahme des Korreferats danken, sowie für viele „f(r)u(r)chtbare“ Diskussionen und den fachlichen Rat.

Herzlicher Dank gilt auch meinen Kollegen, den Mitarbeitern des Lehrstuhls und allen studentischen Hilfskräften für die anregenden Diskussionen, die stete Hilfsbereitschaft sowie das nette Arbeitsklima.

Diese Arbeit ist meiner Frau Susanne gewidmet, da ohne ihre Unterstützung diese Arbeit nicht entstanden wäre.

Essen, im März 2005

Ulrich Lohmann

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Indices	vii
1 Einführung	1
2 Grundlagen	5
2.1 Betriebsproblematik des Gebläses als Teil einer Anlage	5
2.2 Laufrad einer Radialmaschine	9
2.2.1 Energieübertragung	9
2.2.2 Laufradströmung	12
2.2.3 Verluste und Wirkungsgrade des Laufrades	14
2.3 Diffusor einer Radialmaschine	15
2.3.1 Diffusorbauarten	16
2.3.2 Schaufelloser Diffusor	18
2.3.3 Beschaufelter Diffusor	27
2.3.4 Verstellbarer Diffusor	37
2.4 Diffusor-Kenngrößen	39
2.5 Rotating Stall	39
2.6 Beeinflussung des Betriebsverhaltens	42
2.7 Strömungsmessung	48
2.7.1 Particle Image Velocimetry (PIV)	49
2.7.2 Haupt-Einflussfaktoren und Fehlerquellen der PIV	50
3 Versuchsaufbau	57
3.1 Allgemeiner Versuchsaufbau	57
3.1.1 Laufrad und Antrieb	60
3.1.2 Allgemeine Messtechnik	60
3.2 Der unbeschaufelte Diffusor	60
3.2.1 PIV im unbeschaufelten Diffusor	64
3.3 Der teilbeschaufelte Diffusor	70
3.3.1 PIV im teilbeschaufelten Diffusor	72

4	Ergebnisse der Diffusoruntersuchungen	77
4.1	Ergebnisse des unbeschaufelten Diffusors	77
4.1.1	Detektion der Rückströmung	77
4.1.2	Kennlinienverlauf des Gebläses mit unbeschaufeltem Diffusor . . .	80
4.1.3	Verlauf der Geschwindigkeitskomponenten und des Strömungswinkels im Diffusor	81
4.1.4	Verlauf der Stromlinien im unbeschaufelten Diffusor	85
4.1.5	Fazit der Untersuchungen des unbeschaufelten Diffusors	88
4.2	Ergebnisse des teilbeschaufelten Diffusors	91
4.2.1	Detektion der Rückströmung	91
4.2.2	Kennfeld des Gebläses mit teilbeschaufeltem Diffusor	94
4.2.3	Wirkungsgradverhältnisse	102
4.2.4	Druckverlauf im Diffusor	104
4.2.5	Diffusorströmung im teilbeschaufelten Diffusor	112
4.2.6	Fazit der Untersuchungen des teilbeschaufelten Diffusors	122
5	Zusammenfassung und Ausblick	125
	Literaturverzeichnis	127
	Abbildungsverzeichnis	131
	Tabellenverzeichnis	139

Formelzeichen und Indices

Formelzeichen

A	m^2	Querschnittsfläche
b	m	Breite
c	m/s	Geschwindigkeit im Absolutsystem
c_∞	m/s	max. Geschwindigkeit der ungestörten Strömung
c_p	1	Druckbeiwert
d, D	m	Durchmesser
d_h	m	hydraulischer Durchmesser
d_N	m	Nasendurchmesser
\bar{d}_P	m	mittlerer Partikeldurchmesser
f_A	1	Flächenverhältnis
f_w	1	Weitenverhältnis
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
j	J/kg	spezifische Dissipationsarbeit
l	m	Lauflänge
L	m	Länge
L_{Diff}	m	wirksame Diffusorlänge
L_S	m	Schaufellänge
L^*	m	charakteristische Länge
m	1	Durchmesser Verhältnis
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	$1/\text{s}, 1/\text{min}$	Drehzahl
p	Pa	Druck
p_t	Pa	Totaldruck
P	W	Leistung
r, R	m	Radius
r_S	m	Schaufelradius einer Kreisbogenschaufel
Re_{d_h}	1	Reynolds-Zahl, gebildet mit d_h
Re_l	1	Reynolds-Zahl, gebildet mit l
Stk	1	Stokes-Zahl

u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
\dot{V}	m ³ /s, l/s	Volumenstrom
w	m/s	Geschwindigkeit im Relativsystem
w	J/kg	spezifische Arbeit
w_t	J/kg	totale spezifische Arbeit
x	m	Abstand auf der x-Achse
x_{Brems}	m	Bremsweg
y	m	Abstand auf der y-Achse
y	J/kg	spezifische Strömungsarbeit
y_t	J/kg	totale spezifische Strömungsarbeit
z	1	Anzahl
α	°	Strömungswinkel im Absolutsystem
β	°	Strömungswinkel im Relativsystem
δ	°	Diffusoröffnungswinkel
δ_{GS}	m	Grenzschichtdicke
δ_S	m	Schaufeldicke
ζ	1	Verlustbeiwert
η	1	Wirkungsgrad
φ_S	°	Schaufeldrehwinkel
φ_T	°	Teilungswinkel
κ_K	1	Kármán Konstante ($\kappa_K = 0,41$)
λ	1	(Rohr-)Reibungsbeiwert
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
π	1	Druckverhältnis
π_t	1	Totaldruckverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte
τ_P	s	Impulsansprechzeit eines Partikels
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit

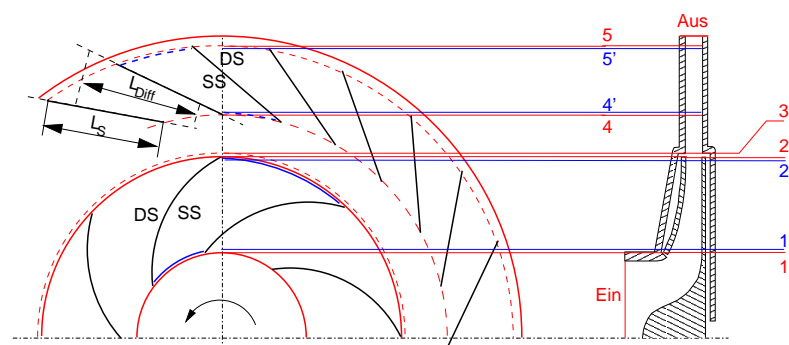
Indices

Ausl	Auslegung
AP	Auslegungspunkt
Aus	Austritt
Diff	Diffusor
Ein	Eintritt
EMD	Einlaufmessdüse
el	elektrisch
id	ideal

Lauf	Laufrad
Leit	Leitrad
Lief	Lieferant
m	Komponente in Meridianrichtung
max	Maximum
min	Minimum
mot	Motor
S	Schaufel
u	Komponente in Umfangsrichtung
x	in x-Achsenrichtung
y	in y-Achsenrichtung
z	in z-Achsenrichtung
1	Eintritt Laufrad
2	Austritt Laufrad
3	Eintritt Diffusor
4	Austritt unbeschauelter Diffusor bzw. Eintritt besch. D.
5	Austritt beschauelter Diffusor
,	Zustand im Schaufelkanal

Sonstige Abkürzungen

CCD	Charged Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamic
DS	Druckseite
L2F	Laser-2-Focus Verfahren
LDA	Laser Doppler Anemometer
PIV	Particle Image Velocimetry
SS	Saugseite



Bezeichnungen und Bezugsebenen in der Radialmaschine

Überblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Diffusor, unter Berücksichtigung der besonderen Strömungsverhältnisse eines kleinen Radialgebläses, entwickelt und untersucht. Der entwickelte Diffusor ist teilbeschaufelt und breitenverstellbar und verbindet die Vorteile einer Schaufelverstellung mit einem gegenüber der herkömmlichen Leitschaufelkollektivverstellung konstruktiv einfacherem Aufbau (siehe Abb. 3.14).

Motivation dieser Entwicklung war die Forderung nach Kleingebläsen und Verdichtern mit weitem Kennfeld und hohem Wirkungsgrad.

Vielfach wird der technisch nutzbare Bereich eines Gebläsekennfeldes durch diffusorbedingte Effekte wie *Diffuser Stall* oder *Diffuser Rotating Stall* begrenzt, da es zu Wechselwirkungen mit dem stromaufwärts bzw. stromabwärts angeschlossenen System kommen kann. In der Regel wird deshalb ein Sicherheitsabstand zwischen der eigentlichen Pumpgrenze und der technisch nutzbaren Arbeitsgrenze gelegt.

Da dem Diffusor bei der Charakteristik des Betriebsverhaltens, besonders an den Grenzen des Kennfeldes, eine entscheidende Rolle zukommt, sollte der Diffusor an die Strömungszustände angepasst werden können.

Das Ziel der Arbeit, das Kennfeld zu erweitern, was bedeutet, die Pumpgrenze zu kleineren Volumenströmen sowie die Schluckgrenze zu größeren Volumenströmen zu verschieben wurde durch eine Verstellung der Diffusorbreite erreicht.

Im hier entwickelten Diffusor erfolgt diese Anpassung mit nur wenigen bewegten Teilen. Damit kann auch den wirtschaftlichen Erfordernissen Rechnung getragen werden.

Neben der Anwendung der allgemein üblichen Messtechnik zur Aufnahme von Gebläsekennfeldern wurde die Diffusorströmung mittels *Particle Image Velocimetry* (PIV) sichtbar gemacht und für die Bewertung der Strömungszustände im Diffusor herangezogen.

1 Einführung

In der Regel werden zur Förderung von Gasen Turbo(-arbeits)maschinen eingesetzt. Gasfördernde Arbeitsmaschinen werden über das Gesamtdruckverhältnis $\Pi = \frac{p_{\text{Austritt}}}{p_{\text{Eintritt}}}$ in die Kategorien Lüfter ($\Pi_L < 1,01$), Gebläse ($1,01 \leq \Pi_G \leq 1,3$) und Verdichter ($\Pi_V > 1,3$) eingeteilt. Des Weiteren wird zwischen axial und radial durchströmten Maschinen unterschieden. Entscheidend für die Auswahl der Bauart ist der Massenstrom \dot{m} und in besonderem Maße das zu erreichende Stufendruckverhältnis $\pi = \frac{p_5}{p_1}$. Das Stufendruckverhältnis von Axialverdichtern liegt in der Regel bei 1,08 bis maximal 1,2. Die Spitzenwirkungsgrade liegen bei Großmaschinen mit Antriebsleistungen oberhalb von 200 kW bei 0,92%. Bei Radialverdichtern (Abb. 1.1) liegen die Stufendruckverhältnisse zwischen 1,8 bis 4,0. Hochleistungsverdichter erreichen zum Teil Stufendruckverhältnisse von 12,0 bei Wirkungsgraden von maximal 88% für die oben angegebene Leistungsklasse.

In den (Antriebs-)Leistungsklassen zwischen 50 bis 200 kW reduziert sich der Wirkungsgrad bereits um 5 bis 10 Prozentpunkte.

Die Kleingebläse mit Antriebsleistungen zwischen 0,5 bis 10 kW [4] verfügen schließlich nur noch über Wirkungsgrade zwischen 20 bis 40%.

Der mit abnehmender Leistung zuerst mäßige, dann aber immer stärker abfallende Wirkungsgrad lässt sich nicht nur allein mit physikalischen und strömungsmechanischen Gesetzmäßigkeiten erklären. Vielmehr ist es auch die mehr oder weniger einfache Konstruktion, die aus wirtschaftlichen Gründen zum Teil erheblich von den strömungstechnischen Anforderungen abweichen muss.

Neben der Einfachheit des Aufbaus und den damit verbundenen fertigungstechnischen Vorteilen ist ein weiterer großer Vorteil der Radialmaschine das gegenüber der axialen Bauweise deutlich größere Stufendruckverhältnis, da durch den Unterschied zwischen Ein- und Austrittsdurchmesser die Fliehkraftkomponente wesentlich zum Druckaufbau beiträgt. Dies ist auch der Grund für das breitere Kennfeld sowie das robustere Betriebsverhalten, das diese weniger anfällig gegen Staubbelaftung und Schwingungen jedweder Art macht. Die niedrigere Drehzahl führt ihrerseits zu geringeren Geräuschbelastungen und Schwingungsbeanspruchungen.

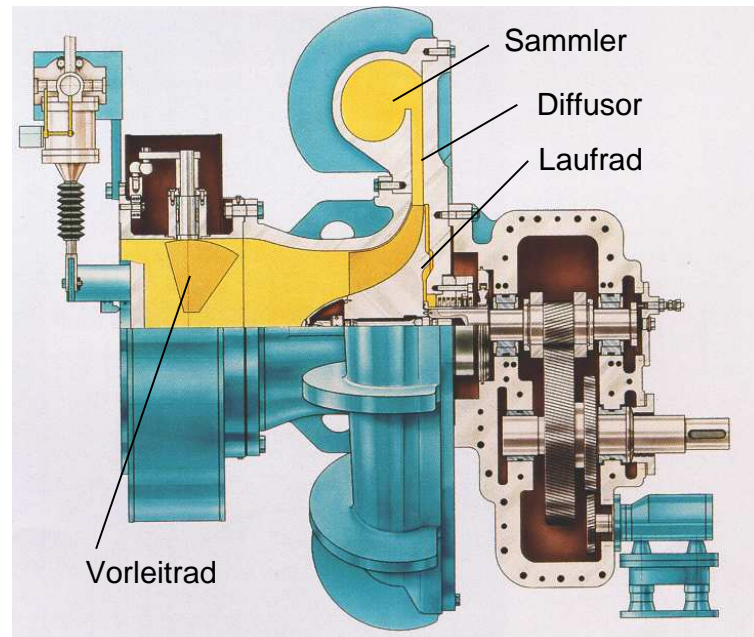


Abbildung 1.1: Getriebe-Radialverdichter der Firma MAN Turbomaschinen AG mit Vorleitradverstellung [20]

Im Bereich von Leistungen um 10 kW und zu überwindenden Druckdifferenzen von mehr als 500 Pa werden aus physikalischen Gründen ausschliesslich Radialgebläse bzw. -lüfter eingesetzt. Verdichter werden in dieser Leistungsklasse oftmals als Verdrängermaschine ausgeführt.

(Eine Ausnahme bilden hier die Abgasturbolader, die als Kleinradialkompressor durch eine Abgasturbine mit der entsprechenden Drehzahl (120000 min^{-1}) angetrieben werden.)

Axialgebläse bzw. -lüfter werden in diesem Bereich ausschliesslich für die Umwälzung bzw. Fortbewegung des Strömungsmediums z. B. für den Lufttransport in Lüftungslagen mit Druckdifferenzen von 200 bis 500 Pa eingesetzt. Aufgrund der ungünstigen Verhältnisse eignen sie sich in dieser Leistungsklasse nicht zur Förderung bei zu überwindenden Druckdifferenzen von mehr als 500 Pa.

Grundsätzlich reagieren die Kleingebläse wesentlich empfindlicher auf Strömungsstörungen als Großgebläse. Dies ergibt sich aus der Tatsache, dass sich Strömungsstörungen an Oberflächen, besonders am Eintritt und an Übergangsstellen, in die Strömung ausbreiten. Aufgrund der auf die Wandflächen bezogenen wesentlich ungünstigeren - da geringeren - Strömungsquerschnitte, fällt der Einfluss der Störung mit abnehmender

Größe der Turbomaschine stärker ins Gewicht. Vor allem der Betrieb abseits des Auslegungspunktes ist von diesem Phänomen besonders betroffen.

Ziel ist es also, neben einer Wirkungsgradsteigerung gleichzeitig auch das Kennfeld zu erweitern. Abbildung 1.2 zeigt ein Ausgangskennfeld zusammen mit einem optimierten Kennfeld mit zu kleineren Volumenströmen und höheren Drücken verschobener Pumpgrenze.

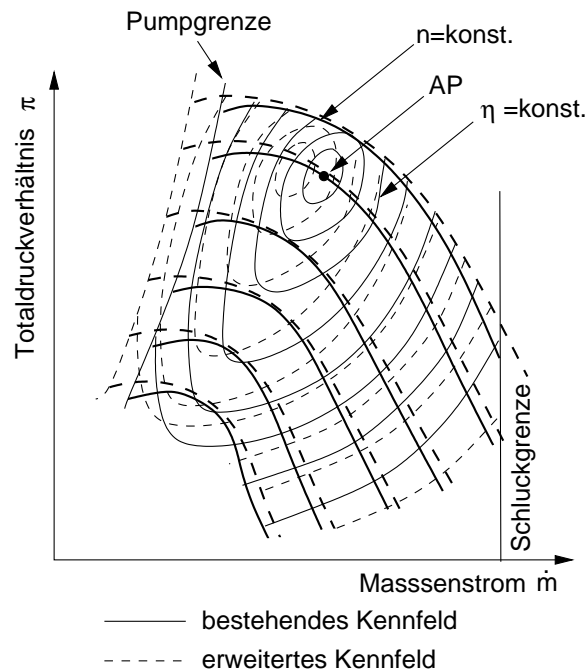


Abbildung 1.2: Kennfeld eines Radialgebläses mit Optimierungsziel

Dieses Ziel kann nur über eine Anpassung der Gebläseteile erfolgen, die Strömungsstörungen induzieren bzw. anfällig für diese sind. Dabei muss der Aufwand für die jeweilige Maßnahme im Verhältnis zum Nutzen stehen. Dies ist bei Kleingebläsen ungleich schwieriger, da sie als Teil einer Gesamtanlage in der Regel nur einen geringen Teil der Gesamtkosten ausmachen.

Da bei den Kleingebläsen das Laufrad in der Regel fliegend auf der Welle des Motors sitzt, ist es daher auch gebräuchlich den Anlagenwirkungsgrad anzugeben. Dieser beinhaltet auch den Wirkungsgrad des Antriebs, der in den meisten Anwendungsfällen ein Elektromotor sein wird.

Somit resultiert der geringe Wirkungsgrad der Kleingebläse nicht nur aus den strömungstechnisch ungünstigeren Bedingungen (ungünstiges Verhältnis zwischen Wandflächen und freiem Strömungsquerschnitt), sowie aus strömungstechnisch ungünstigen Kanal-

formen, die sich aus wirtschaftlichen und fertigungstechnischen Bedingungen ergeben.

Da bislang in den seltensten Fällen diese Kleinanlagen energetisch eine Rolle spielen, sind sie auch selten Bestandteil einer energetischen Optimierung gewesen. Wo die Anhebung des Wirkungsgrades einer Gebläseanlage gefordert wurde, z. B. im Hauslüftungsbereich erfolgte dies meist durch Austausch des herkömmlichen unregelmäßig geregelten Elektromotors gegen z. T. elektronisch geregelte, fremdkommutierte Elektromotoren mit Wirkungsgraden von bis zu 90% gegenüber 60 bis 70% bei den Standardindustriemotoren. Durch diesen Austausch steigt der Anlagenwirkungsgrad, ohne dass Umkonstruktionen an den Gebläsen notwendig werden.

In den kommenden Jahren werden jedoch auch diese Kleinanlagen verstärkt Blickpunkt von Optimierungsbestrebungen sein, da aufgrund der großen Anzahl verbauter Einheiten und des Zwangs, überall die eingesetzte Energie effizienter als bisher verwenden zu müssen, ein deutlicher Energieeinspareffekt bei geringen Mehrkosten erzielt werden kann.

Ein weiteres wichtiges Einsatzgebiet könnten die dezentralen Brennstoffzellensysteme werden, die Gebläse mit hoher Effizienz bei einem weiten Kennfeld benötigen. Dazu werden in den kommenden Jahren leistungsfähige, hocheffektive Gebläse zu entwickeln sein, deren Anlagenwirkungsgrade doppelt so hoch liegen, wie der heutige Durchschnitt der Kleingebläse. Nur dann wird der Gewinn einer Brennstoffzellenanlage gegenüber der klassischen Kraft-Wärme-Kopplung nicht allein durch die hohe Leistungsaufnahme des Verbrennungsluftgebläses zunichte gemacht.

2 Grundlagen

2.1 Betriebsproblematik des Gebläses als Teil einer Anlage

Entscheidend für die Auswahl eines Gebläses - im Folgenden Lieferant genannt - sind die Anforderungen des Verbrauchers, die durch den Lieferanten erfüllt werden sollen. Diese Anforderungen entsprechen den Parametern Druck $p_{Verbr.}$ und Massenstrom $\dot{m}_{Verbr.}$, bzw. bei Gebläsen gebräuchlicher Volumenstrom $\dot{V}_{Verbr.}$. Diese Parameter sind über die Verbraucherkennlinie miteinander verknüpft. Dabei besteht eine Kennlinie eines Verbrauchers aus der Variation des Massen- bzw. Volumenstroms oder des Druckes bei konstanter Drosselung.

Ähnlich wie für den Verbraucher existiert auch für den Lieferanten eine Kennlinie. Bei den Lieferantenkennlinien handelt es sich jedoch um die Variation des Massen- bzw. Volumenstroms über dem Druck, bei konstanter Drehzahl. Da sowohl die Parameter auf der Verbraucher- wie auch auf der Lieferantenseite variieren können, existieren Scharen von Kennlinien, die zusammen das Kennfeld bilden.

Abbildung 2.1 zeigt ein Kennfeld mit verschiedenen Kennlinien für den Verbraucher und den Lieferanten. Das Kennfeld wird einerseits durch die minimale und maximale Drehzahl (n_{min} , n_{max}) des Lieferanten, durch die „Leerrohrkennlinie“ des Verbrauchers sowie durch die Pumpgrenze begrenzt.

Die Pumpgrenze ist dabei vom Zusammenwirken des Lieferanten und des Verbrauchers abhängig. Im Betrieb einer Anlage ist sie von entscheidender Bedeutung, da mit Erreichen der Pumpgrenze instabile Zustände des Systems Lieferant-Verbraucher auftreten können, die zu Druckstößen und im Extremfall zur Strömungsumkehr führen können. Detaillierter wird im Unterkapitel 2.5 auf die Pumpgrenzeffekte eingegangen.

Die Verläufe der Kennlinien für Verbraucher und Lieferanten sind dabei für die Stabilität des Gesamtsystems entscheidend. Verschiebt sich der Betriebspunkt des Verbrauchers, so wird der Lieferant darauf reagieren. Dabei ist die Steigung $\partial p / \partial \dot{V}$ bzw. $\partial p / \partial \dot{m}$ der Kennlinien entscheidend. Für ein stabiles Gesamtsystem ist es notwendig, dass sich eine

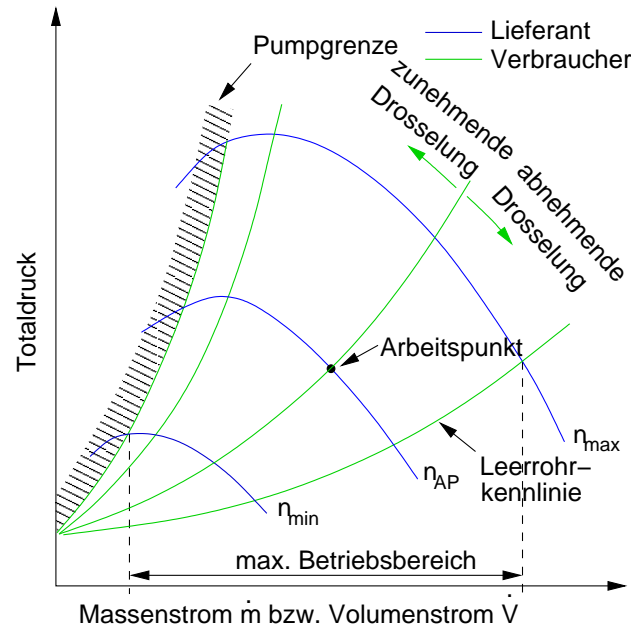


Abbildung 2.1: Kennfeld eines Systems Lieferant/Verbraucher

Änderung des Verbrauchers $\frac{\partial p}{\partial \dot{V}_{Verbr.}}$ weniger stark auf die Änderung des Lieferanten $\frac{\partial p}{\partial \dot{V}_{Lief.}}$ auswirkt (siehe Abb. 2.2). Somit werden Überschwingungen des Betriebspunktes verhindert und das System befindet sich in einem stabilem Zustand, solange

$$\frac{\partial p}{\partial \dot{m}_{Verbr.}} > \frac{\partial p}{\partial \dot{m}_{Lief.}} \quad (\text{allgemein}) \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \dot{V}_{Verbr.}} > \frac{\partial p}{\partial \dot{V}_{Lief.}} \quad (\text{für Gebläse mit } \rho \approx \text{konst.}) \quad (2.2)$$

ist.

Mit zunehmender Drosselung des Verbrauchers rückt somit der Betriebspunkt, der sich aus dem Schnittpunkt der Lieferantenkennlinie mit der Verbraucherkenlinie ergibt nach links, bis das Maximum (Punkt *b* in Abb. 2.2) in der Lieferantenkennlinie erreicht ist. Wird der Verbraucher weiter gedrosselt, so kann der Lieferant nur durch eine Erhöhung der Drehzahl auf diese Anforderung reagieren. Geschieht dies nicht, würde die Lieferantenkennlinie links des Maximums abfallen. Da auf dem linken Ast der Druck abfällt, käme es nun zu einer Rückströmung aus dem Volumen des Verbrauchers in den Lieferanten über die Punkte *c* und *d*, bis ein Druckausgleich geschaffen werden kann. Hier würde der Lieferant wieder in einen stabilen Betriebsbereich gelangen (Punkt *a*) und den Anforderungen nachkommen, bis wiederum das Lieferantenmaximum in Punkt *b* erreicht ist.

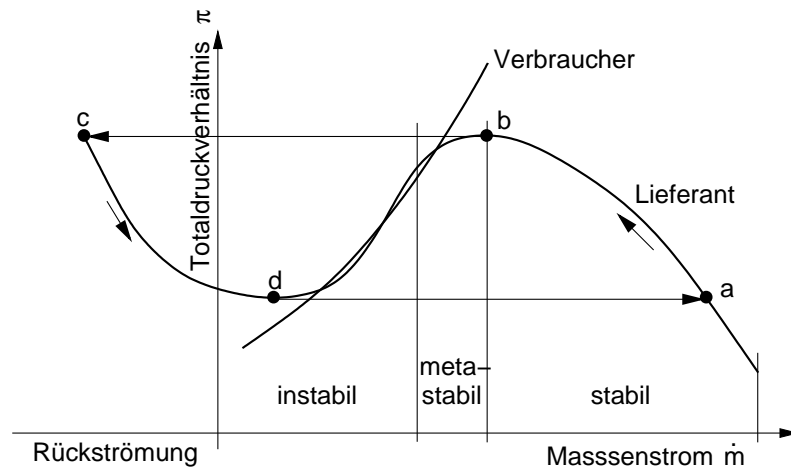


Abbildung 2.2: Stabilitätsgrenzen des Systems Lieferant/Verbraucher mit Pumpvorgang von a-b-c-d-a

Hieraus wird ersichtlich, dass es sich bei dem Stabilitätskriterium 2.2 um eine theoretische Begrenzung des Kennfeldes handelt, da in Punkt *b* dieses Kriterium noch erfüllt ist, es jedoch aufgrund der beschriebenen Effekte bereits zu gestörtem Betriebsverhalten kommen kann.

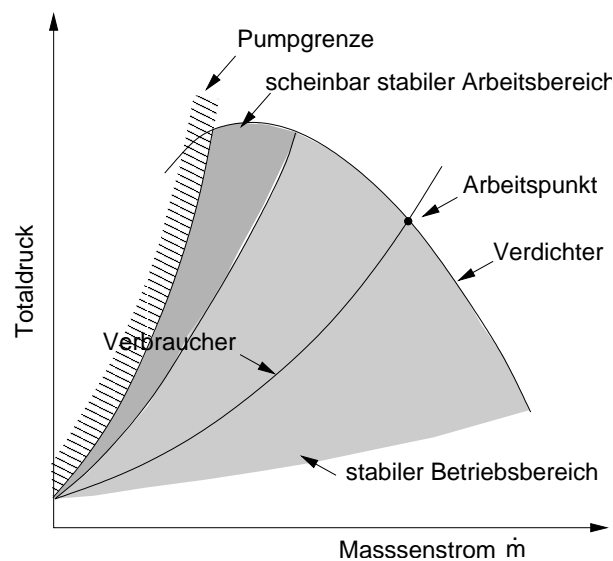


Abbildung 2.3: Kennfeld eines Lieferanten und eines Verbrauchers

Abbildung 2.3 zeigt das Kennfeld eines Verdichters sowie die Kennlinie eines Verbrauchers und den Bereich des stabilen und des scheinbar stabilen Betriebsbereiches. In

diesem Fall liegt die tatsächliche Begrenzung des Kennfeldes deutlich vor der theoretischen Grenze.

Um einen Verbraucher optimal zu versorgen, muss das Kennfeld des Lieferanten über einen weiten Bereich nutzbar sein, so dass instationäre Betriebspunkte, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, im Anlagenbetrieb nicht auftauchen. Je nach Beschaffenheit des angeschlossenen Systems kann es bei Annäherung an die Pumpgrenze zu mehr oder weniger heftigen Druckschwankungen im System kommen, die zu Schäden an Apparaten oder dem Verdichter selbst führen können.

In der Regel werden die Kennfelder von Verbraucher und Verdichter so aufeinander abgestimmt, dass es nicht zu instabilen Zuständen im regulären Betrieb einer Anlage kommen wird. In vielen Fällen kann eine leichte Überdimensionierung des Verdichters in Kauf genommen werden, um eine geeignete Kennlinie sicherzustellen, jedoch ist dies energetisch von Nachteil da ein Sicherheitsabstand von 10 bis 20 % zwischen Pumpgrenze und möglichen Betriebspunkt gelegt werden muss.

Dies wird häufig der Tatsache widersprechen, dass der Punkt des maximalen Wirkungsgrades in den meisten Fällen relativ nah an der Pumpgrenze liegt und somit am Rand des (erlaubten) Betriebsbereiches.

Gerade bei Kleingebläsen wird der nutzbare Betriebsbereich derart eingeschränkt, dass es in der Regel zu einer deutlichen Überdimensionierung kommt, die aufgrund des geringen Einzelenergiebedarfs gegenüber der Gesamtanlage, in die das Gebläse verbaut ist, in Kauf genommen wird.

Die bereits erwähnte Forderung nach effizienteren Kleingebläsen wird es notwendig machen, dass neben einem höheren Wirkungsgrad auch der Betriebsbereich der Kleingebläse mit geeigneten, die besonderen Eigenschaften der Kleingebläse berücksichtigenden, Mitteln erweitert wird. Die bei Großverdichtern und Gebläsen eingesetzten Maßnahmen sind, sei es aus Kostengründen oder fertigungstechnischen bzw. strömungstechnischen Gründen, nicht ohne weiteres auf Kleingebläse übertragbar.

2.2 Laufrad einer Radialmaschine

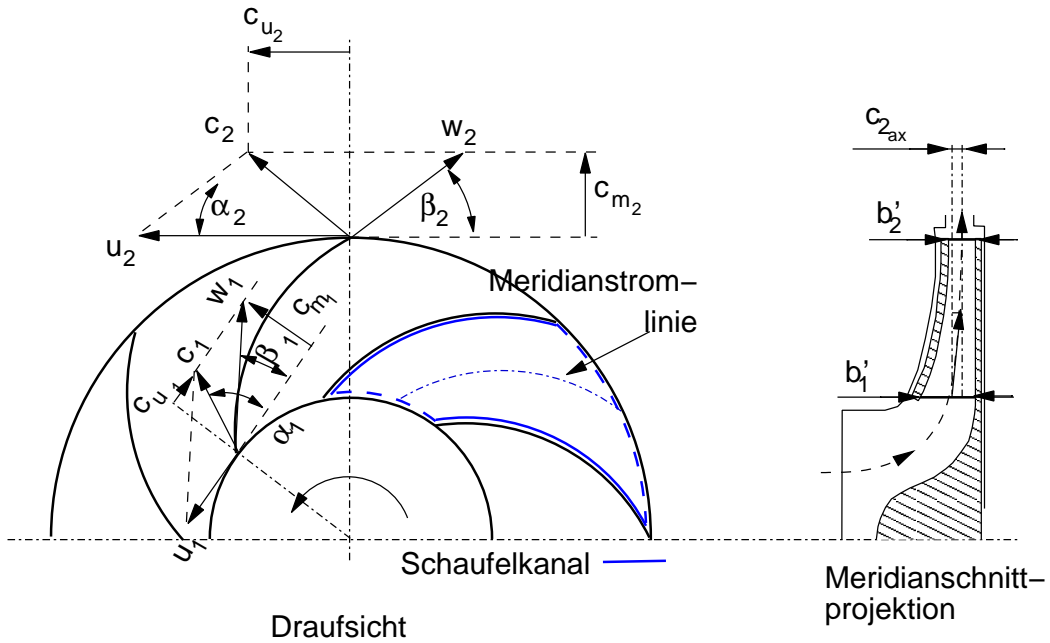


Abbildung 2.4: Laufrad mit rückwärts gekrümmten ($\beta_2' < 90^\circ$) Schaufeln

2.2.1 Energieübertragung

In einer Radialmaschine wird das Gas beim Eintritt in das Laufrad in radialer Richtung umgelenkt und weiter durch die Schaufelkanäle in vorwiegend radialer Richtung nach außen transportiert.

Dabei wird die mechanische Energie, bezeichnet als spezifische Schaufelarbeit w_t , über die Schaufeln des Laufrades an das Fluid übertragen.

Die spezifische Schaufelarbeit kann durch die erste Eulersche Hauptgleichung der Turbinentheorie

$$w_t = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (2.3)$$

ausgedrückt werden. Mit

$$u_1 \cdot c_{u1} = \frac{1}{2}(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2) \quad \text{und} \quad u_2 \cdot c_{u2} = \frac{1}{2}(c_2^2 + u_2^2 - w_2^2) \quad (2.4)$$

ergibt sich die zweite Form:

$$w_t = \frac{1}{2} \left[(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) \right] . \quad (2.5)$$

Der Term $\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2)$ steht dabei für den Teil der übertragenen kinetischen Energie, während der Term $\frac{1}{2}[(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)]$ die Energie darstellt, die im Laufrad für einen Druckaufbau sorgt. Da

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \quad \text{und} \quad u_2 = \omega \cdot r_2$$

ist, wird ersichtlich, dass aufgrund der stark unterschiedlichen Radien r_1 und r_2 die übertragene Arbeit einer Radialmaschine größer sein kann als bei Axialmaschinen. Die Zentrifugalwirkung spielt somit beim Druckaufbau im Rotor einer Radialmaschine eine entscheidende Rolle, da sie von einer Durchströmung weitgehend unabhängig ist und auch bei scheinbarem Strömungsstillstand innerhalb des drehenden Rotors wirksam ist.

Im Normalfall wird die Zuströmung in das Laufrad drallfrei erfolgen, d. h. $\alpha_1 = 90^\circ$ und somit $c_{u1} = 0$ sein. Damit verkürzt sich die spezifische Schaufelarbeit nach Gleichung 2.3 wie folgt

$$w_t = u_2 \cdot c_{u2} \quad . \quad (2.6)$$

Da die Schaufelarbeit im stationären Fließprozeß bei angenommener inkompressibler und reibungsfreier Strömung fast vollständig auf das Fluid übertragen wird, gilt $w_t \approx \Delta p_t / \rho$ und damit für die Totaldruckerhöhung

$$\Delta p_t \approx \rho \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad (\rho \approx \text{konst.}) \quad . \quad (2.7)$$

Für die statische Druckerhöhung im Laufrad folgt dann

$$\Delta p_{Laufrad} \approx \frac{\rho}{2} \cdot [(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)] \quad . \quad (2.8)$$

und für den im folgenden Kapitel behandelten Diffusor

$$\Delta p_{Leit} \approx \frac{\rho}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2) \quad . \quad (2.9)$$

Die Größen der Strömungsgeschwindigkeiten c_2 und w_2 am Austritt werden maßgeblich vom Schaufelwinkel β_{2S} beeinflusst. Für den Eintritt existiert nach TRAUEP [36] ein optimaler Schaufelwinkel $\beta_{1S} \approx 30^\circ$. Am Austritt hängt die Wahl des Schaufelwinkels von der Aufgabe der Radialmaschine ab.

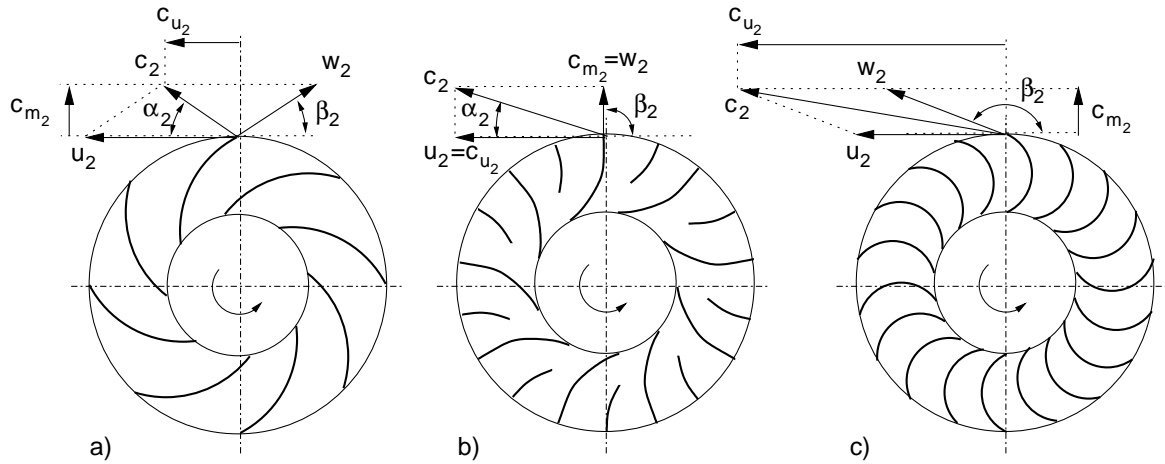


Abbildung 2.5: Strömungsgeschwindigkeiten und Strömungswinkel im Austritt aus dem Laufrad mit rückwärts gekrümmten (a), radial endenden (b) und vorwärts gekrümmten (c) Schaufeln, bei gleichen Eintrittszuständen und Drehzahlen

Abbildung 2.5 zeigt die Geschwindigkeitsdiagramme beim Ausströmen aus dem Laufrad für unterschiedliche Austrittswinkel β_2 für drei verschiedene Laufradbauformen bei gleicher Meridiangeschwindigkeit c_{m2} am Laufradaustritt und gleicher Drehzahl.

In der Regel werden für Gebläse und Verdichter Laufräder mit rückwärts gekrümmten bis radial endenden Schaufeln (2.5a und b) eingesetzt. Besonders im Falle des Laufrades mit rückwärts gekrümmten Schaufeln ist der Druckaufbau im Laufrad effektiv, wenn durch die stetige Erweiterung des Laufradquerschnittes vom Ein- zum Austritt die relative Geschwindigkeit w im Schaufelkanal zwischen Ein- und Austritt um ca. 20% verzögert wird [10].

Im Gegensatz zum Laufrad (b) ist die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2 des Laufrades (a) niedriger, somit muss im Diffusor nur noch ein geringer Teil der verbliebenen kinetischen Energie in Druck umgesetzt werden, was, wie später gezeigt werden soll, aufgrund der höheren Verluste des Diffusors gegenüber dem Laufrad energetisch in der Regel sinnvoller ist.

Abbildung 2.5c hingegen zeigt ein typisches Laufrad mit vorwärts gekrümmten Laufschaufeln, wie es üblicherweise in Radialventilatoren eingesetzt wird. Aufgrund der hohen absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 müsste der Diffusor einen erheblichen Teil des Druckaufbaus übernehmen, jedoch ist das Vermögen des Diffusors bezüglich der Umwandlung von kinetischer Energie in Druckaufbau deutlich geringer als das des Laufrades, was einen Einsatz als Gebläse in der Regel ausschließt.

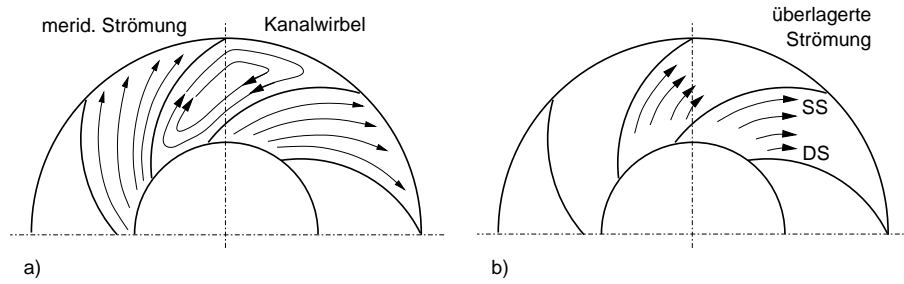


Abbildung 2.6: Strömungen im radialen Laufrad nach der Potenzialtheorie: a) Durchströmung und Kanalwirbel, b) Überlagerte Strömung.

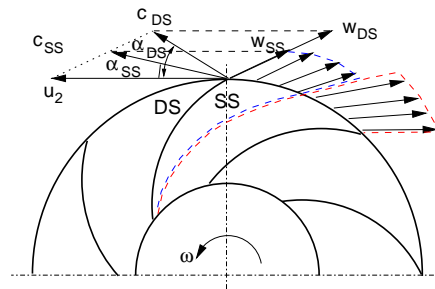


Abbildung 2.7: Änderung der Abströmgeschwindigkeit c_2 und des Abströmwinkels α_2 durch die nicht homogene relative Abströmung aus dem Laufrad nach dem 2-Zonen-Modell von MOORE und JOHNSON [18]

2.2.2 Laufradströmung

Es stellt sich nun die Frage, ob die für einen mittleren Stromfaden dargestellten Zusammenhänge in gleichem Maße auch für die gesamte Laufraddurchströmung gelten. Betrachtet man den Fall einer reibungsfreien Strömung gemäß der Eulerschen Stromfadentheorie, so ergibt sich die Durchströmung des Laufrades aus der Überlagerung einer laufradkongruenten Strömung mit dem Kanalwirbel (siehe Abb. 2.6).

Dies widerspricht den Untersuchungen der realen, verlustbehafteten Strömungen in Laufrädern (siehe z. B. TRAUPEL [36]). Durch den Einfluss der Energiezufuhr vom Laufrad auf das Fluid und unter Einfluss der Reibung zwischen Wand- und Schaufelflächen bildet sich eine Abströmung gemäß Abbildung 2.7 aus. Dabei kommt es aufgrund der Ausbildung einer Grenzschicht - auch an den Schaufelflächen - zu einer Energieübertragung von der Schaufel über die Grenzschicht an die Hauptströmung. Dies führt zu Energieschichtungen [36], so dass sich in der tatsächlichen Strömung aufgrund der hohen Relativgeschwindigkeit w_2 an der Druckseite ein Strahlgebiet und durch die deutlich niedrigere Geschwindigkeit auf der Saugseite des Laufrades ein Totwassergebiet (aus dem Englischen *jet-wake flow*) [18], [7], [33] ausbildet.

Diese Strömungsbildung steht im deutlichen Widerspruch zur Stromfadenheorie. Aufgrund der starken Unterteilung der Abströmung eines Laufradkanals und der Tatsache, dass die Schaufeln durch ihre Schaufeldicke eine Verengung des Strömungsquerschnittes herbeiführen, können die Strömungswinkel β_1 und β_2 teilweise erheblich von den Schaufelwinkeln $\beta_{1'}$ und $\beta_{2'}$ abweichen.

RUCK [28] hat die Strömung im Laufrad eines Radialgebläses mittels LDA untersucht und die Strömungsgeschwindigkeiten und Richtungen im Schaufelkanal sowie am Austritt in verschiedenen Positionen auf dem entsprechenden Kanalquerschnitt gemessen. RUCK stellte fest, dass die Abströmung nicht nur zwischen Saug- und Druckseite, sondern auch zwischen Deckscheibe und Nabe einen nach Richtung und Geschwindigkeit stark unterschiedlichen Charakter hat.

Dabei variiert die Abströmung aus dem Laufrad sowohl über dem Umfangssegment einer Kanalweite, als auch über die Kanalbreite.

ECKARDT [9] untersuchte die Strahl-Totwasserströmung (engl. *jet-wake flow*) in einem Radialverdichter und beobachtete, dass das Totwassergebiet bis zu 40, max. 60% des Austrittsquerschnittes einnehmen kann. Da die Geschwindigkeit dieses Gebietes deutlich unter der des Strahlgebietes liegt, beträgt der Massenstrom ca. 20 bis 30% des Gesamtmassenstroms.

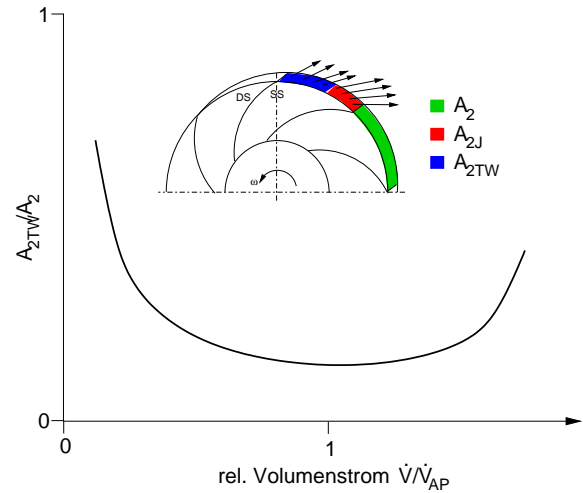


Abbildung 2.8: Anteil des Querschnitts der Totwasserzone A_{2TW} und der Strahlzone A_{2J} am Gesamtaustrittsquerschnitt A_2 über den Betriebsbereich eines Radialgebläses

Dabei ist das Vorhandensein des Totwassergebietes nicht auf einzelne extreme Betriebspunkte beschränkt, es tritt vielmehr über den ganzen Betriebsbereich auf, wie in Abbildung 2.8 dargestellt, wobei sich die Totwasserzonen zu den Betriebsgrenzen hin vergrößern.

Wie in Abbildung 2.7 dargestellt, ist die Absolutgeschwindigkeit des Totwassergebietes c_{2SS} deutlich höher als die des Strahlgebietes. Ein Ausgleich der Geschwindigkeiten und

der Richtungen der instationären Abströmung erfolgt in der Impulsaustauschzone im Anschluss an das Laufrad.

Je nach Strömungszustand und Separationsgrad zwischen Totwasser- und Strahlgebiet kann die Mischungszone zum Teil weit in den Diffusor hineinwachsen.

2.2.3 Verluste und Wirkungsgrade des Laufrades

Da die Energieübertragung im Laufrad nicht verlustfrei erfolgt, ist die auf das Gas übertragene totale Druckänderungsarbeit y_t um die Gesamtdissipationsarbeit j , die auch die Verluste des Leitrades bzw. Diffusors beinhaltet, geringer als die Schaufelarbeit w_t . Somit ist

$$y_t = w_t - j \quad \text{mit} \quad (2.10)$$

$$j = j_{\text{Laufrad}} + j_{\text{Leitrad}} \quad . \quad (2.11)$$

Auf die Verluste des Diffusors wird im folgenden Unterkapitel 2.3 eingegangen.

Die Verluste des Laufrades lassen sich aufteilen in Einlauf- und Austrittsverluste, Kanalverluste, Spaltverluste und Verluste durch Rückströmungen.

$$j_{\text{Laufrad}} = j_{\text{Ein}} + j_{\text{Kanal}} + j_{\text{Spalt}} + j_{\text{Rück}} + j_{\text{Aus}} \quad (2.12)$$

Die Einzelverluste lassen sich meist aus einem Verlustbeiwert ζ und der kinetischen Energie berechnen.

$$j = \zeta \cdot \frac{c^2}{2} \quad \text{allgemein, bzw.} \quad (2.13)$$

$$j_{\text{Laufrad}} = \zeta_{\text{Laufrad}} \cdot \frac{w_1^2/2 + w_2^2/2}{2} \quad \text{Laufrad} \quad (2.14)$$

$$j_{\text{Leitrad}} = \zeta_{\text{Leitrad}} \cdot \frac{c_3^2/2 + c_4^2/2}{2} \quad \text{Leitrad} \quad (2.15)$$

Somit lässt sich der totale Wirkungsgrad

$$\eta_t = \frac{y_t}{w_t} = 1 - \frac{j}{w_t} \quad (2.16)$$

sowie der statische Wirkungsgrad (mit $\Delta(c^2/2) = c_{\text{Austritt}}^2/2 - c_{\text{Eintritt}}^2/2$)

$$\eta = \frac{y_t - \Delta(c^2/2)}{w_t - \Delta(c^2/2)} = 1 - \frac{j}{w_t - \Delta(c^2/2)} \quad (2.17)$$

berechnen.

Die Verluste im Laufrad sind jedoch gegenüber den Diffusorverlusten geringer. Dies liegt an der grenzschichtstabilisierenden Wirkung der zugeführten Energie, die vom Laufrad „durch“ die Grenzschicht an die Hauptströmung übertragen werden muss. Somit wird der Grenzschicht ständig Energie zugeführt, was die Grenzschichtdicke gering hält. Die Gefahr einer Ablösung der Grenzschicht ist somit geringer.

2.3 Diffusor einer Radialmaschine

Der Diffusor soll einen Teil der im Laufrad erzeugten kinetischen Energie zum Druckaufbau nutzen. Bei reibungsfreier, inkompressibler Strömung ergibt sich der Druckaufbau im Diffusor aus der im Laufrad zugeführten kinetischen Energie

$$\Delta p_{Leit} \approx \frac{\rho}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2) \quad . \quad (2.18)$$

Im Gegensatz zum Laufrad, wo die Energie durch die Schaufelwand zunächst an die Grenzschicht übertragen wird, geschieht der Druckaufbau im Leitrad oder Diffusor über die Verzögerung der Strömung zwischen Diffusoreintritt und Austritt. Da im Diffusor der Strömung folglich keine Energie zugeführt wird, bedeutet das, dass die Grenzschicht aufgrund der Wandreibung ständig energieärmer wird. Folglich verringert sich die Geschwindigkeit gegenüber der Hauptströmung, während die Dicke der Grenzschicht stromabwärts stärker als im Laufrad zunimmt.

Dies ist der Hauptgrund dafür, dass nur ca. 30 bis 50% der zur Verfügung gestellten kinetischen Energie zum Druckaufbau herangezogen werden.

Der Diffusor wird in den meisten Fällen, wenn es um hohe Wirkungsgrade des Gebläses oder eines Verdichters geht, als beschaufelter Diffusor ausgeführt.

Dabei gilt jedoch die Einschränkung, dass mit steigendem maximalen Wirkungsgrad der Betriebsbereich zum Teil erheblich eingeschränkt wird. Je nach Bauart erreichen beschaufelte Diffusoren höhere Wirkungsgrade, hingegen wird der Betriebsbereich mit steigendem Wirkungsgrad zunehmend eingeschränkt.

Abbildung 2.9 soll einen Überblick über gebräuchliche Bauarten von Diffusoren geben.

2.3.1 Diffusorbauarten

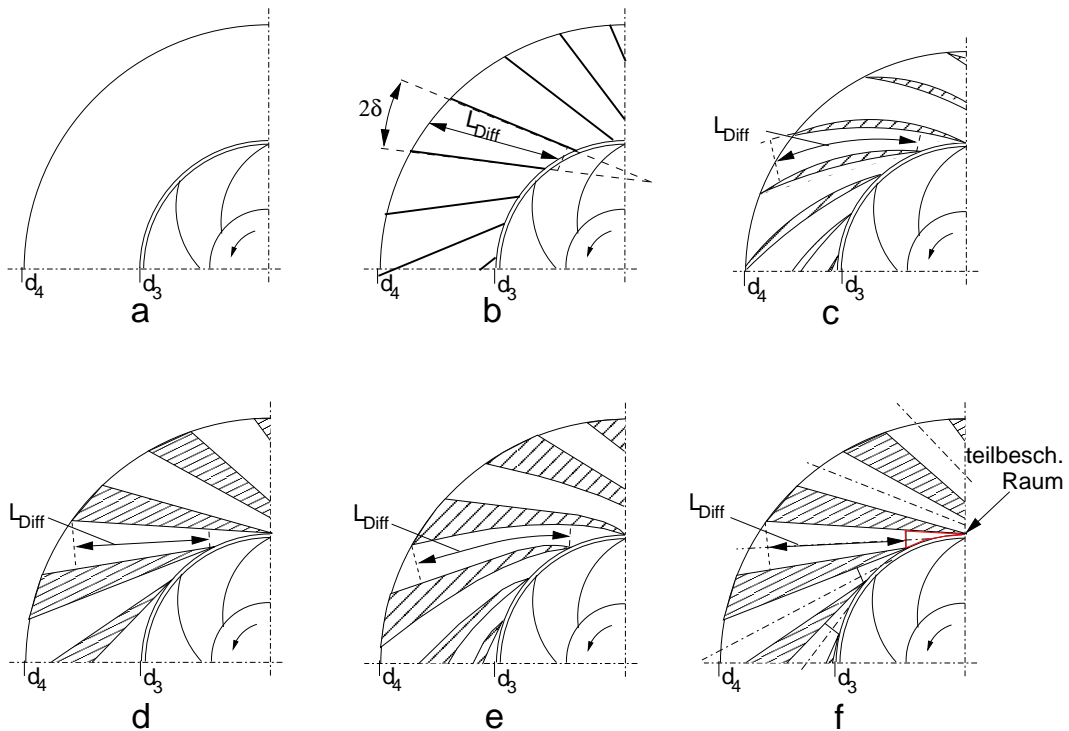


Abbildung 2.9: Diffusorbauarten: a) unbeschaufelt, b) gerade Schaufel, c) Profilschaufel, d) Keilschaufel, e) *Vane-Island*-Schaufel, f) Rohrkanal-Diffusor nach [27] (L_{Diff} : wirksame Diffusorlänge; 2δ : Diffusoröffnungswinkel)

(a) Unbeschauelter Diffusor

Unbeschauelte Diffusoren werden häufig dort eingesetzt, wo es auf einen möglichst breiten Arbeitsbereich ankommt. Ein weiteres Einsatzgebiet für unbeschauelte Diffusoren sind Repetierstufen bzw. mehrstufige Radialmaschinen. Nachteilig wirkt sich beim unbeschauelten Diffusor die große Baulänge (große radiale Erstreckung) gegenüber beschauelten Diffusortypen aus, sowie die, aufgrund der großen Wegstrecke die das Fluid zwischen Eintritt und Austritt zurück legen muss, relativ hohen Wandreibungsverluste (siehe Abb.2.10).

Andererseits bietet der unbeschauelte Diffusor neben den geringen Einschränkungen des Betriebsbereichs einen unkomplizierten, fertigungstechnisch günstigen Aufbau, so dass selbst staubbeladene Medien gefördert werden können.

(b) Diffusor mit gerader unprofilierter Beschauelung

Durch die Beschauelung wird der Diffusor in quasi ebene Teildiffusoren gegliedert.

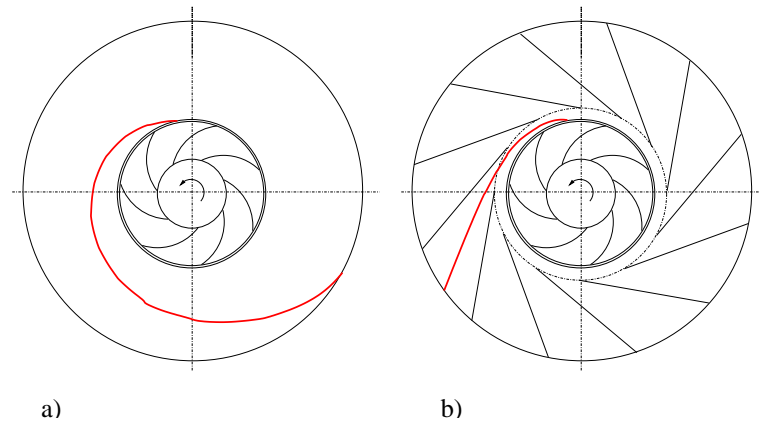


Abbildung 2.10: Stromlinie im unbeschaufelten (a) bzw. beschaufelten Diffusor (b)

Beschaufelungen dieser Art werden zumeist in schwach belasteten, einfach aufgebauten Gebläsen eingesetzt. Die Schaufeln können kostengünstig gefertigt werden, sowohl als Blechteil als auch aus extrudiertem Kunststoff, jedoch dann in der Regel als Einheit mit einer Gehäusewand. Die Dicke der Schaufel über die Schaufellänge ist meist konstant und fertigungstechnisch bedingt. Durch die Beschaufelung wird jedoch der Weg, den ein „Fluidteilchen“ zwischen Eintritt und Austritt des Diffusors zurücklegt, erheblich verkürzt (siehe Abb. 2.10), was einen deutlich geringeren Strömungsverlust bedeutet.

Die Schaufelzahl ist vom strömungsabhängigen Diffusoröffnungswinkel δ (siehe Gl. 2.51) abhängig, der bei geradbeschaufelten Diffusoren zu einer hohen Schaufelzahl führt. Durch die geringe Schaufeldicke erstreckt sich die wirksame Diffusorlänge L_{Diff} bis in die teilbeschaufelten Bereiche am Ein- und Austritt aus dem Diffusor. Nachteilig wirkt sich bei diesem Diffusor sowohl die hohe Anzahl an Schaufeln gegenüber einem Profilschaufeldiffusor aus, was aufgrund der Schaufeldicke zu erhöhter Versperrung führt, als auch die Tatsache, dass es zu weiteren Versperrungen durch Falschanströmungen bei „auslegungsfernen“ Volumenströmen kommt.

(c) Profilschaufeldiffusor

Profilschaufeldiffusoren werden in Gebläsen und Verdichtern höherer Leistungsklassen eingesetzt, wo der Energieaufwand für die Fluidförderung eine Rolle spielt. Die Schaufeln sind profiliert, meist gebogen und verfügen über eine ausgebildete Vorder- und Hinterkante, was sie gegen Falschanströmungen unanfälliger macht. Durch die Krümmung des Diffusorteilkanals ist der optimale Diffusoröffnungswinkel mit weniger Schaufeln erreichbar, zudem wird der vom Laufrad aufgeprägte Drall langsamer abgebaut. Aufgrund der dadurch geringeren Verluste ist ein gleicher Druckgewinn wie beim geradebeschaufelten Diffusor mit geringerem Austritts-

durchmesser bei ansonsten gleichen Parametern möglich.

Ein Spezialfall des Profilschaufeldiffusors ist der Diffusor mit verstellbaren Leitschaufeln wie in Abbildung 2.11 dargestellt.

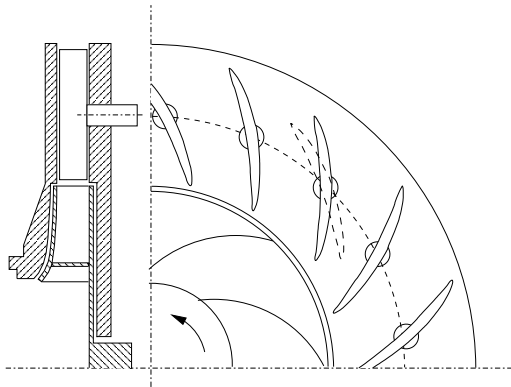


Abbildung 2.11: Radialdiffusor mit Schaufelverstellung und gekrümmten Leitschaufeln

(d) Keilschaufeldiffusor

Der Keilschaufeldiffusor leitet sich vom geradbeschaufelten Diffusor ab. Die Schaufeln haben jedoch eine mit wachsendem Radius zunehmende Dicke.

Durch die Keile ergeben sich Teildiffusoren geringer Anzahl und mit geringerem Öffnungswinkel als beim gerade beschaufelten Diffusor. Dies ist hinsichtlich der Versperrung günstig und führt zu optimalen Öffnungswinkeln des Diffusors. Nachteilig wirkt sich jedoch die stark verdickte Hinterkante des Schaufelsegments aus, was beim Abströmen in den dem Diffusor nachfolgenden Sammler zur Ausbildung von „Totwassergebieten“ führt.

(e), (f) Vane-Island- und Rohrkanal-Diffusor

Diese beiden Diffusorarten sind fertigungstechnisch aufwendig und finden in trans- bzw. subsonischen Verdichtern Anwendung. Beim *Vane-Island*-Diffusor erfolgt der Eintritt in den Diffusor mit einer Krümmung. Dadurch kann die Diffusorlänge gegenüber einem Keilschaufeldiffusor bei gleichem Austrittsradius verlängert werden. Beim Rohrkanaldiffusor erfolgt ein Übergang vom rechteckigen Profil in einen rotationssymmetrischen Konus im Anschluss an den halbbeschaufelten Raum. Ebenso wie beim Keilschaufeldiffusor wirkt sich die strahlartige Abströmung negativ beim Übergang vom Diffusor in den anschließenden Sammler aus.

2.3.2 Schaufelloser Diffusor

Strömung im schaufellosen Diffusor

Der schaufellose Diffusor besteht aus zwei, meist parallel angeordneten Scheiben ohne weitere Einbauten (siehe Abb. 2.12). Die Abströmung aus dem Laufrad erfolgt unter

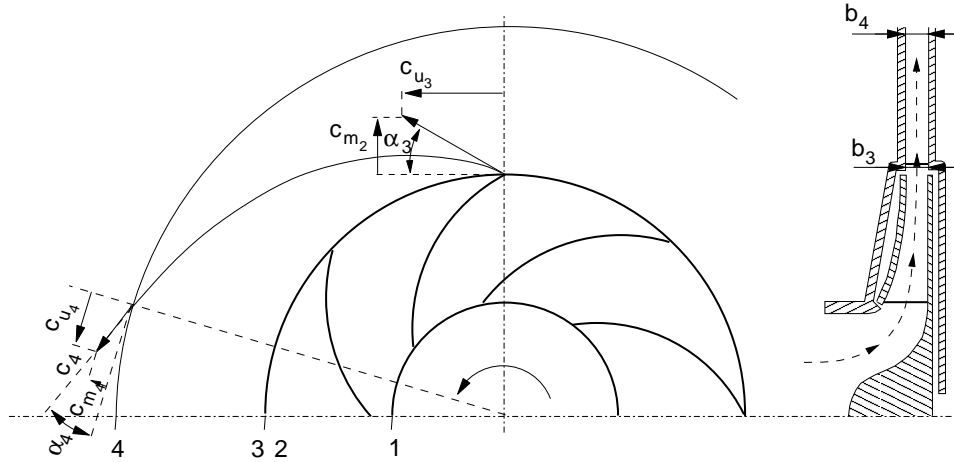


Abbildung 2.12: Unbeschauelter Diffusor eines Radialgebläses mit Strömungsgeschwindigkeiten und Winkeln am Ein- und Austritt und der entsprechenden Stromlinie

dem Winkel $\alpha_2 \ll 90^\circ$. Es ergibt sich ein Diffusoreintrittswinkel α_3 aus

$$\alpha_3 = \arctan \frac{c_{m3}}{c_{u3}} \quad (2.19)$$

mit der *Kontinuitätsgleichung* $\dot{V}_3 = \dot{V}_2$ bzw. $c_{m3} \cdot A_3 = c_{m2} \cdot A_2$ für $\rho = \text{konst.}$

$$c_{m3} = c_{m2} \cdot \frac{r_2 \cdot b_2}{r_3 \cdot b_3} \quad (2.20)$$

und dem *Drallsatz* $r \cdot c_u = \text{konst.}$

$$c_{u3} = \frac{r_2}{r_3} \cdot c_{u2} \quad (2.21)$$

Somit ergibt sich die Absolutgeschwindigkeit am Diffusoreintritt aus

$$c_3 = \sqrt{c_{m3}^2 + c_{u3}^2} \quad (2.22)$$

Im Fall, dass der Diffusor die gleiche Eintrittsbreite b_3 wie das Laufrad am Austritt hat und unter der Voraussetzung, dass die Schaufeln des Laufrades mit dem Austrittsdurchmesser r_2 des Laufrades enden, also $r_3 = r_2$ ist, ist $c_{m3} = c_{m2}$, $c_{u3} = c_{u2}$ und somit auch $c_3 = c_2$ und $\alpha_3 = \alpha_2$.

In den meisten Fällen wird

$$\tan \alpha_3 = \frac{c_{m3}}{c_{u3}} < 1 \quad (2.23)$$

sein, so dass die Umfangskomponente c_u beim Druckaufbau im Diffusor eine größere Rolle spielt als die Meridiankomponente c_m .

Nach dem Drallsatz

$$r \cdot c_u = \text{konst.} \quad (2.24)$$

ergibt sich für den Verlauf von c_u im Diffusor

$$r \cdot c_u(r) = r_3 \cdot c_{u_3} \quad (2.25)$$

$$c_u(r) = \frac{r_3}{r} \cdot c_{u_3} \quad (2.26)$$

und für den Austritt

$$c_{u_4} = \frac{r_3}{r_4} \cdot c_{u_3} \quad . \quad (2.27)$$

Die Meridiankomponente der Geschwindigkeit ist, entsprechend der Kontinuitätsbedingung über die Mantelflächen des Ein- bzw. Austrittsradius

$$c_{m_3} \cdot \pi \cdot r_3 \cdot b_3 = c_{m_4} \cdot \pi \cdot r_4 \cdot b_4 \quad , \quad (2.28)$$

$$c_{m_4} = c_{m_3} \cdot \frac{r_3 \cdot b_3}{r_4 \cdot b_4} \quad \text{für } b_3 \neq b_4 \quad (2.29)$$

$$c_{m_4} = c_{m_3} \cdot \frac{r_3}{r_4} \quad \text{für } b_3 = b_4 \quad . \quad (2.30)$$

Die Absolutgeschwindigkeit c_4 am Diffusoraustritt ergibt sich aus

$$c_4 = \sqrt{c_{m_4}^2 + c_{u_4}^2} \quad . \quad (2.31)$$

Während für die Verzögerung von c_u nur das Radienverhältnis $\frac{r_3}{r_4}$ ausschlaggebend ist, spielt für c_m auch das Diffusorbreitenverhältnis zwischen Ein- und Austritt eine Rolle (siehe Abb. 2.13). Der Abströmwinkel α_4 ist somit ebenfalls vom Diffusorbreitenverhältnis $\frac{b_3}{b_4}$ abhängig, da

$$\tan \alpha_4 = \frac{c_{m_4}}{c_{u_4}} = \frac{c_{m_3} \cdot b_3}{c_{u_3} \cdot b_4} \quad (2.32)$$

ist.

Bei angenommener inkompressibler Strömung ändert sich der folglich Strömungswinkel nur in Abhängigkeit der Diffusorbreite.

Abbildung 2.13 stellt die Geometrievarianten mit ihren Einflüssen auf die Strömungswinkel und den Strömungsweg bei reibungsfreier, inkompressibler Strömung durch den Diffusor dar.

Bei parallelem Diffusor, also $b_4 = b_3$, verändert sich der Strömungswinkel während der gesamten Diffusordurchströmung nicht. Die Meridiangeschwindigkeit und die Umfangsgeschwindigkeit ändert sich gleichförmig in Abhängigkeit des Radius.

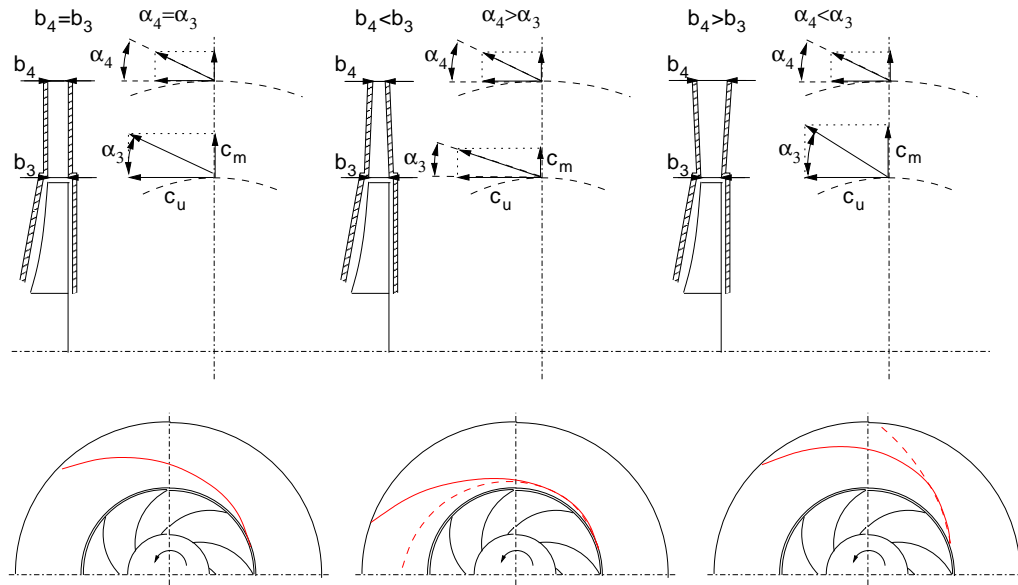


Abbildung 2.13: Einfluss der Diffusorgeometrie auf die Strömungswinkel und den Strömungsweg, dargestellt für den Fall eines gleichen Abströmwinkels α_4 (rot ausgezogen: Verlauf bei jeweiliger Diffusorgeometrie, rot gestrichelt: Vergleichsverlauf bei parallelem Diffusor)

Ist $b_4 < b_3$ (konvergenter Diffusor), so bewirkt dies eine geringere Verzögerung der Meridiankomponente c_m gegenüber dem parallelen Diffusor. Die Flugbahn richtet sich im Verlauf des Diffusors auf und die Gesamtverzögerung ist geringer als im parallelwandigen Fall.

Ein konvergenter Diffusor würde sich folglich nur bei sehr geringen Einströmwinkeln α_3 lohnen, da hierdurch eine verlustreiche lange Flugbahn verkürzt werden könnte.

Jedoch werden Radialmaschinen mit Auslegungsabströmwinkeln $\alpha_{3AP} < 20^\circ$ in der Regel beschaufelt ausgeführte Diffusoren besitzen. Somit werden konvergente unbeschaufelte Diffusoren nur dann verwendet, wenn konstruktionsbedingt keine beschaufelten Diffusoren verwendet werden können.

Bei starker Drosselung kann sich der Zuströmwinkel gegenüber dem Auslegungspunkt zu deutlich kleineren Winkeln verschieben. Diesem Umstand könnte durch einen leicht konvergierenden Diffusor Rechnung getragen werden.

Ist $b_4 > b_3$ (divergenter Diffusor) so wird die Meridiangeschwindigkeit stärker verzögert als im parallelen Fall. Die Umfangsgeschwindigkeit ist weiterhin nur vom Radienverhältnis r/r_3 abhängig. Dies führt nach Gleichung 2.32 zu einer Verkleinerung des Strömungswinkels im Verlauf des Diffusors und somit zu einem gegenüber dem parallelen Fall verlängerten Strömungsweg.

Ab einem Einströmwinkel $\alpha_3 > 45^\circ$ kann eine Aufweitung des Diffusors einen höheren

Druckaufbau bewirken.

Bei ohnehin schon geringen Einstromwinkeln α_3 in den Diffusor kann dies in der realen, verlustbehafteten Strömung statt zu höherem Druckaufbau, zu höheren Verlusten und Ablösungen im Diffusor durch zu hohe Verzögerung führen.

Einfluss der Geschwindigkeit auf den Druckaufbau des Diffusors

Der Druckaufbau im schaufellosen Diffusor hängt von der Verzögerung der Geschwindigkeit ab. Für inkompressible, reibungsfreie Strömung ist damit das Flächenverhältnis zwischen Diffusoreintritt und Austritt entscheidend.

$$\Delta p_{Diff} \sim \frac{A_4}{A_3} \quad (2.33)$$

$$\Delta p_{Diff} \approx \frac{\rho}{2} \cdot (c_3^2 - c_4^2) \quad (2.34)$$

Abbildung 2.14 zeigt beispielhaft den relativen Druckverlauf und die relativen Geschwindigkeiten in einem parallelwandigen, sowie in divergenten und konvergenten unbeschaufelten Diffusoren.

Da oberhalb eines Radienverhältnisses von $r_4/r_3=2,0$ theoretisch nur noch ein geringer Druckanstieg zu verzeichnen ist, verfügen die unbeschaufelten Diffusoren in der Regel über Radienverhältnisse unter 2,0. Schon bei Radienverhältnissen $r_4/r_3 \geq 1,6$ besteht bei hohem Druckaufbau die Gefahr der Ablösung, da zum Diffusoraustritt die Energie der Strömung nicht mehr ausreicht, um einen weiteren Druckaufbau zu gewährleisten. Stattdessen wird die Strömung durch Ausbildung einer Rückströmzone gestört. Diesen Sachverhalt beschrieben unter anderem BRADSHAW und LASKIN [3].

Beim divergenten Diffusor verlängert sich der Weg durch den Diffusor, da durch die zusätzliche Verzögerung der Meridiankomponente der Strömungswinkel α mit wachsendem Radius abnimmt. Ebenso wächst das Flächenverhältnis A_4/A_3 stärker als im parallelen Diffusor. Insgesamt kann ein höherer Druckgewinn erzielt werden.

In der realen Strömung kommt es aus den bereits genannten Gründen schon bei relativ geringen Aufweitungen zu Ablösungen an den Wänden, so dass der Effekt nur zu einem Teil Wirkung zeigen kann. Bei hohen Volumenströmen kann eine Aufweitung aber auch allein dadurch von Vorteil sein, dass die Strömungsverluste durch einen weniger „engen“ Diffusor reduziert werden.

Bei einer Konvergenz der Diffusorwände hingegen kann die Weglänge durch den Diffusor verkürzt werden. Zwar ist der theoretisch erreichbare Druckanstieg geringer als

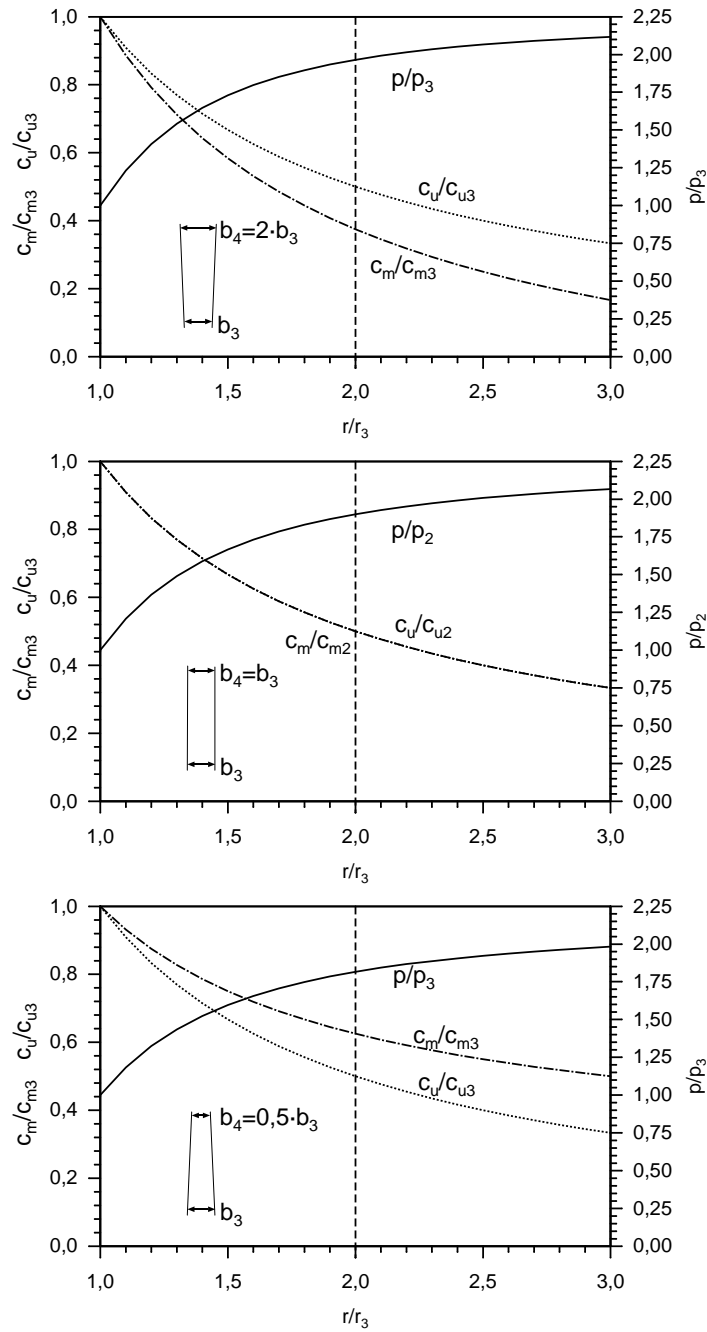


Abbildung 2.14: Verlauf des Druckdifferenzaufbaus p/p_3 und der Geschwindigkeitsverläufe c_m/c_{m3} bzw. c_u/c_{u3} über das Diffusorradienverhältnis r/r_3 bei inkompressibler reibungsfreier Strömung für $b_4 = 2 \cdot b_3$ oben, $b_4 = b_3$ in der Mitte und $b_4 = 0,5 \cdot b_3$ unten

in parallelen und divergenten Geometrien, aber gerade bei niedrigen Volumenströmen herrscht ein „Missverhältnis“ zwischen c_m und c_u , so dass die Strömungswinkel im Dif-

fusor sehr kleine Werte annehmen können. Dies bedeutet lange Strömungswege und damit verbundene hohe Verluste. Durch eine Konvergenz kann der Weg verkürzt werden und somit ein Optimum zwischen Strömungsverlust einerseits und Druckaufbau andererseits gefunden werden.

Darüber hinaus wächst mit kleinerem Strömungswinkel die Gefahr eines *Diffuser Stalls* (siehe Unterkapitel 2.5). In unbeschauelten Diffusoren liegt dieser kritische Winkel im Bereich zwischen 2 und 4° mit Tendenz zum größeren Winkel bei Diffusoren mit hoher Spaltweite b_2 bzw. b_3 [3].

Die Abbildung 2.15 zeigt den Stromlinienverlauf für einen hohen (links) sowie einen niedrigen Volumenstrom (rechts). Deutlich zu sehen ist die Annäherung an einen gestrichelt eingezeichneten „ebenen“ Diffusor bei hohen Volumenströmen, sowie die „scheinbare“ Verkürzung des Diffusors bei hohen Volumenströmen.

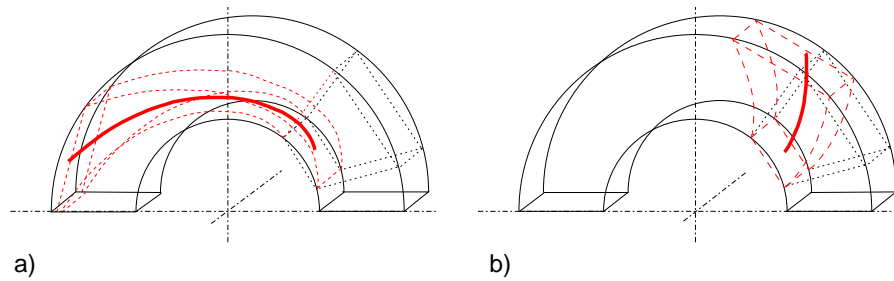


Abbildung 2.15: Stromlinie und „Diffusorkanal“ (gestrichelt) für niedrige (a) und hohe Volumenströme (b) sowie punktiert für einen radialementierten Kanal eines „ebenen“ Diffusors

Einfluss der Grenzschicht auf die Diffusorströmung

Die reale Diffusorströmung ist verlustbehaftet. Diese Verluste sind in der Regel deutlich höher als im Laufrad. Sie resultieren aus der Reibung des Strömungsmediums an den Wandflächen, die zur Ausbildung einer Grenzschicht führen.

Die Grenzschichtdicke δ_{GS} nimmt mit der Stromfadenlänge $l_{3 \rightarrow 4}$

$$l_{3 \rightarrow 4} = \int_{r_3}^{r_4} \frac{dr}{\sin \alpha} \quad (2.35)$$

zu.

$$\delta_{GS}(l) = 0,37 \cdot l_{3 \rightarrow 4} \cdot Re_l^{-1/5} \quad (2.36)$$

$$\text{mit} \quad Re_l = \left(\frac{c_\infty \cdot l_{3 \rightarrow 4}}{\nu} \right) \quad (2.37)$$

Dabei repräsentiert c_∞ die maximale örtliche Strömungsgeschwindigkeit in der ungestörten Strömung.

Diese kann aus der mittleren örtlichen Strömungsgeschwindigkeit c mit

$$\frac{c}{c_\infty} = \frac{2 \cdot n^2}{(n+1) \cdot (2 \cdot n+1)} \quad (2.38)$$

und $n \approx 7$ für die Diffusorströmung zu

$$\frac{c}{c_\infty} \approx 0,817 \quad (2.39)$$

berechnet werden [13].

Der Strömungswiderstand führt aufgrund der Verluste zu einer Verringerung des Druckaufbaus im Diffusor. Der Druckaufbau $\Delta p_{3 \rightarrow 4}$ wird um den Verlustanteil $\Delta p_{V_{3 \rightarrow 4}}$ verringert.

$$\Delta p_{V_{3 \rightarrow 4}} = \lambda_R \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_3^2 \cdot \frac{l_{3 \rightarrow 4}}{d_{h3}} \quad (2.40)$$

Dabei wird der hydraulische Durchmesser d_h für Strömungen zwischen zwei parallelwandigen Platten mit $d_h = 2b$ gebildet. Für den Fall eines nicht parallelwandigen Diffusors kann für den hydraulischen Durchmesser der mittlere Plattenabstand bei $(b_3 + b_4)/2$ eingesetzt werden. Bedingt durch die Eigenheiten der Diffusorströmung, liefern die Berechnungen für den nicht parallelwandigen Diffusor unbefriedigende Ergebnisse, wie noch gezeigt werden wird.

Im unbeschauften Diffusor lässt sich der Verlustbeiwert λ_R z. B. mit einem Ansatz für den Widerstand einer grenzschichtbehafteten Strömung c_f nach GERSTEN [13] ausdrücken.

$$\lambda_R = 4 \cdot c_f = 2 \cdot \left[\frac{\kappa_K}{\ln Re_{dh}} \cdot G(\Lambda, D) \right]^2 \quad (2.41)$$

Dabei steht κ_K für die Kármán-Konstante, die experimentell zu $\kappa_K = 0,41$ bestimmt wurde [13]. Die Funktion $G(\Lambda, D)$ ist durch

$$\frac{\Lambda}{G} + 2 \ln \frac{\Lambda}{G} - D = \Lambda \quad (2.42)$$

definiert.

Dabei ist Λ von der Re-Zahl abhängig

$$\Lambda = 2 \ln Re_{dh} \quad . \quad (2.43)$$

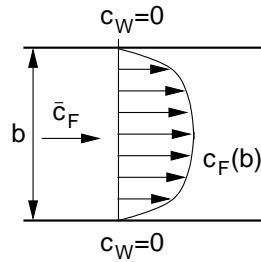


Abbildung 2.16: Geschwindigkeitsverteilung des Strömungsmediums $c_F(b)$ für eine Kanal- bzw. Poiseuille-Strömung

D charakterisiert das Verhalten der Strömung in Abhängigkeit von der Bewegung der Wände. Im Falle der Kanal- oder Poiseuille-Strömung ruhen die Wände während sich das Strömungsmedium, gemäß Abbildung 2.16, mit der mittleren Geschwindigkeit \bar{c}_F durch den Kanal bewegt. In diesem Fall ist $D = -0,46$.

Die Funktion $G(\Lambda, D)$ kann nicht explizit nach G aufgelöst werden. GERSTEN [13] gibt daher die Werte in einer Tabelle an. Da D für den unbeschauften Diffusor den konstanten Wert $-0,46$ annimmt, ist die Funktion nur noch von Λ abhängig.

Λ	$G(\Lambda, D)$
11,51	1,62
13,82	1,54
16,12	1,48
18,42	1,43
20,72	1,39
23,03	1,36
25,33	1,33
27,63	1,31
29,93	1,29
32,24	1,27
34,54	1,26
36,84	1,24

Tabelle 2.1: Zahlenwerte der Funktion $G(\Lambda, D)$ für $D = -0,46$

Für die Berechnungen geben GERSTEN und HERWIG die Näherungsfunktion

$$G(\Lambda, D) = \left[1 - \frac{2 \ln \Lambda - D}{\Lambda} \cdot \left(1 - \frac{2}{\Lambda} \right) + 8,9 \cdot \left(\frac{\ln \Lambda}{\Lambda^3} \right) \right]^{-1} \quad (2.44)$$

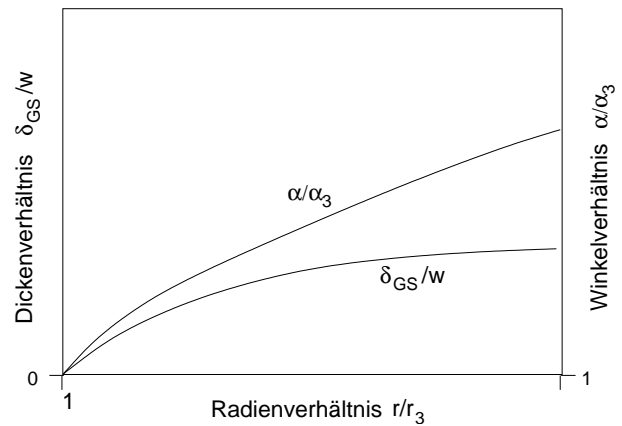
an. Für den im Diffusor auftretenden Re-Zahlenbereich zwischen $6 \cdot 10^4$ und $4 \cdot 10^5$, entsprechend $\Lambda \approx 22$ bis $25,8$, beträgt die maximale Abweichung im Vergleich zu den exakten Werten $0,8\%$.

Aufgrund der Grenzschichteffekte und den damit verbundenen Verlusten, kommt es zu deutlichen Veränderungen der Durchströmung des Diffusors. Dabei werden die Strömungsverluste durch die absolute Geschwindigkeit c beeinflusst, während die Grenzschicht eine Verringerung des freien Querschnittes zur Folge hat und somit wiederum die Meridiankomponente c_m beeinflusst.

Aus Gleichung 2.40 ergibt sich, dass die Weglänge $l_{3\rightarrow 4}$ eines Stromfadens dabei mitentscheidend für den Strömungsverlust im Diffusor ist. Somit kommt es bei kleinen Winkeln α und entsprechend langen Flugbahnen zu hohen Verlusten.

Durch die Beeinflussung von c_m durch die Grenzschichtdicke kommt es jedoch im Verlauf des Diffusors aufgrund der nahezu inkompressiblen Strömung zu einer Aufrichtung der Strömung (siehe Abb 2.17), was bedeutet, dass sich der Strömungsweg durch den Diffusor verkürzt. Dadurch ergibt sich ein Strömungsweg bei dem sich ein Gleichgewicht aus Grenzschichtdicke und dem eigentlich daraus resultierenden Strömungswiderstand einstellt. Aufgrund des Grenzschichtdickenverlaufs ergibt sich eine Strömung, die der des konvergenten Diffusors entspricht.

Abbildung 2.17: Verlauf des Grenzschichtdickenverhältnisses δ_{GS}/w und Beeinflussung des relativen Strömungswinkels α/α_3 über dem Radienverhältnis r/r_3



2.3.3 Beschaufelter Diffusor

Schaufelgeometrie und Diffusorströmung

Im beschaufelten Diffusor kann grundsätzlich ein größerer Teil der kinetischen Energie in Druck umgesetzt werden. Bei Abweichungen vom Betriebspunkt kommt es jedoch rasch zu einer Verminderung der Druckaufbaufähigkeit des beschaufelten Diffusors. Bei gleichen Geschwindigkeitsverhältnissen am Eintritt in den Diffusor ist die Weglänge durch den beschaufelten Diffusor kürzer als im unbeschaufelten Fall (siehe Abb.2.10).

Dies führt zu geringeren Strömungsverlusten als im unbeschaufelten Fall. Zudem ist aufgrund der Einbauten, die Führung der Strömung günstiger, was höhere Druckgewinne zur Folge haben kann.

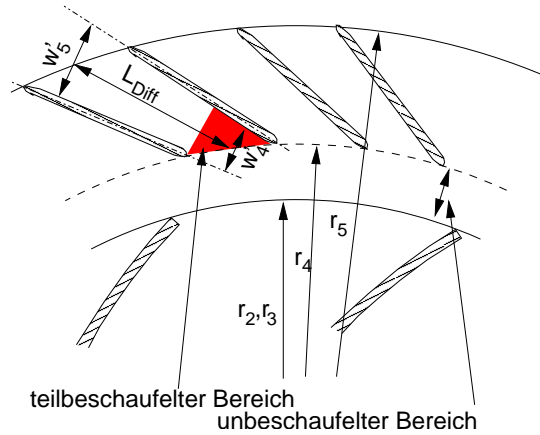


Abbildung 2.18: Diffusor mit schaufellosem, teilbeschaueltem und beschaueltem Bereich

Abbildung 2.18 zeigt einen Segmentschnitt vom Austritt aus dem Laufrad bis zum Austritt aus dem beschauelten Diffusor. Nach dem Austritt aus dem Laufrad folgt jedoch erst ein unbeschauelter Diffusorteil. In diesem Ringraum gleichen sich die Inhomogenitäten aus der Laufradabströmung zum Teil aus. Der Grad des Ausgleichs hängt dabei von der Radiendifferenz zwischen dem Leitradeintritt und Laufradaustritt ab. Bei einem zu geringen Ringraum zwischen den Leitschaufeln und dem Laufrad führt der *jet-wake*-Charakter der Laufradströmung zu einem permanenten Wechsel des Anströmwinkels und der Geschwindigkeit beim Leitradeintritt zu Ablösungen an den Schaufelvorderkanten und somit zu einer raschen Ausbildung einer sich schnell verdickenden Grenzschicht. Andererseits führt ein größerer Abstand zu einem ungünstigeren Radienverhältnis, was den Druckaufbau negativ beeinflussen kann. Darüber hinaus kann es gerade bei geringen Strömungswinkeln zu langen Strömungswegen zwischen Lauf- und Leitradeintritt und somit zu erhöhten Verlusten und zur Ausbildung von Sekundärströmungen kommen. Bei optimaler, d. h. relativ homogener Laufradabströmung wirkt daher der unbeschauelte Bereich eher negativ auf den Wirkungsgrad [36].

An den unbeschauelten Teil des Diffusors schließt sich ein teilbeschauelter Raum an. In diesem Bereich wird die Strömung druckseitig noch nicht durch eine Schaufel geführt. Bei einem Diffusor mit geraden, dünnen Schaufeln kann der teilbeschauelte Raum zur wirksamen Diffusorlänge hinzugerechnet werden.

Zusätzlich beeinflusst die Schaufeldicke δ die wirksame Länge des Diffusors. Mit der Schaufeldicke ändert sich die Querschnittsfläche am Eintritt in den beschauelten Diffusor. Da die Meridianschwindigkeit c_m vom Querschnitt abhängig ist, ändert sich der Strömungswinkel in Abhängigkeit der Schaufeldicke und der Schaufelanzahl.

Aus der Differenz des Schaufelwinkels $\alpha_{4'}$ und des Strömungswinkels α_4 ergibt sich im

Auslegungsfall eine Abweichung von

$$\Delta\alpha_4 = \alpha_4 - \alpha_{4'} \quad (2.45)$$

mit

$$\alpha_4 = \arctan \frac{c_{m4}}{c_{u4}} \quad (2.46)$$

$$\alpha_{4'} = \arctan \frac{c_{m4'}}{c_{u4}} \quad (2.47)$$

$$\text{mit } c_{m4'} = c_{m4} \cdot \frac{\pi \cdot d_4}{\pi \cdot d_4 - z_{Leit} \cdot \delta_{4'}} \quad (2.48)$$

und der scheinbaren Schaufeldicke

$$\delta_{4'} = \frac{\delta_4}{\sin \alpha_4} \quad (2.49)$$

Die Strömung im beschauelten Diffusor wird bei Abweichungen vom Auslegungspunkt durch wachsende Falschanströmungen der Diffusorschaukeln bestimmt. Da die Diffusorschaukeln in der Regel scharfe Vorderkanten mit kleinem Nasendurchmesser besitzen, sind sie gegenüber Falschanströmungen empfindlich. Ein größerer Nasendurchmesser würde einen Strömungsabriss an der Vorderkante zu größeren Fehlanströmungswinkeln verschieben. Jedoch würde dadurch die ohnehin schon kritische Versperrung des Eintritts durch die Schaukeln verstärkt (siehe Abb. 2.19), was wiederum einen negativen Effekt auf den Druckaufbau hätte.

Darüber hinaus ist die wirksame Diffusorlänge L_{Diff} bei Profilschaukeln gegenüber einer dünnen Schaufel auf die Strecke zwischen minimaler Weite w_{min} und dem Austritt 5 beschränkt (siehe Abb. 2.19), da die wirksame Aufweitung erst nach der minimalen Weite w_{min} beginnt, während die Weitenreduzierung beim Übergang vom teilbeschauelten auf den vollbeschauelten Raum einer dünnen Schaufel bei 4' keine Querschnittsverengung unter den Eintrittsquerschnitt A_4 verursacht, da $w_{4'} > w_4$ ist.

Abbildung 2.20 zeigt einen Diffusor mit ebenen Blechschaufeln bei unterschiedlichen Anströmungsverhältnissen. Deutlich ist die Querschnittsverminderung in den Anströmungen abseits des Auslegungsfalles zu erkennen. Mit wachsender Fehlanströmung steigt auch die Gefahr der Strömungsablösung, was zu einer weiteren Versperrung des Diffusorkanals und zu einer Reduzierung der wirksamen Diffusorlänge L_{Diff} führt.

Durch die Verengung des Diffusorkanals wird die Strömung zunächst beschleunigt um hinter dem Punkt der größten Versperrung stark und mit entsprechenden Verlusten verzögert zu werden. Im Extremfall kommt es zu einer kompletten Ablösung und zu einer strahlartigen Durchströmung des Diffusorkanals wodurch der Diffusor nahezu wirkungslos wird.

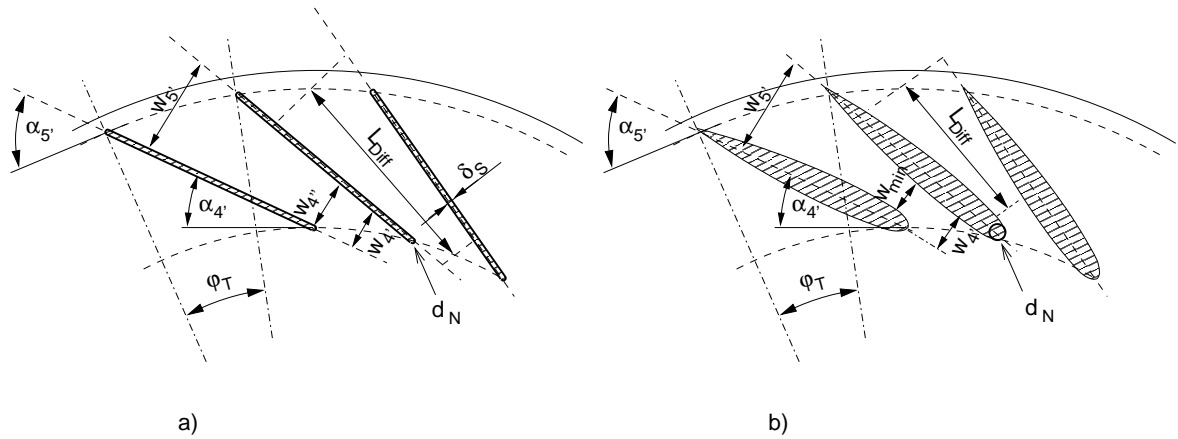


Abbildung 2.19: a) Plattendiffuser mit kleinem Nasendurchmesser d_N und dünnen Schaufeln
b) Diffusor mit großem Nasendurchmesser d_N und profilierten Schaufeln

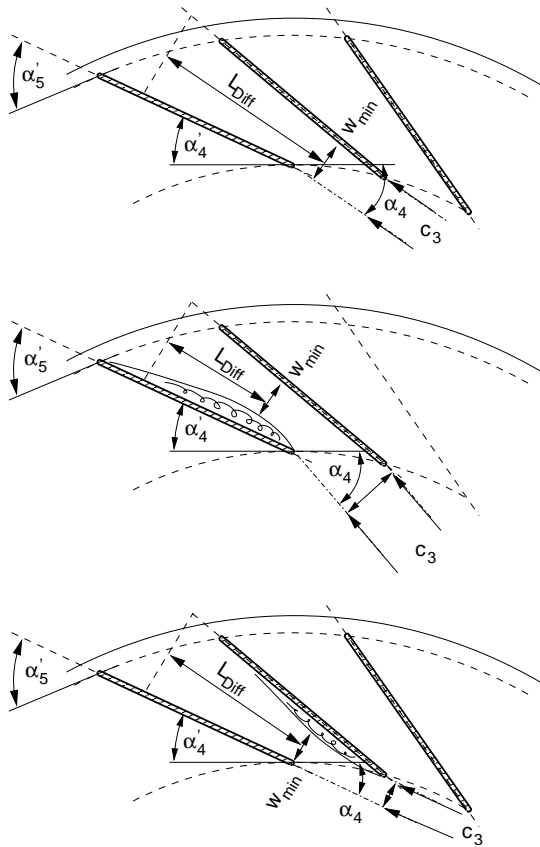


Abbildung 2.20: Anströmung des Diffusors im Auslegungsfall (oben) bei Volumenströmen oberhalb des Auslegungsfalles (Bruststoß, mittig) und unterhalb des Auslegungsfalles (Nackenstoß, unten)

Dabei ist die Gefahr einer Strömungsgablösung bei zu kleinem Anströmwinkel α_4 eher gegeben als bei zu großem Winkel, da der Drall die Strömung in Richtung der druckseitigen Schaufelwand ablenken wird. Gerade bei geradebeschaufelten Diffusoren ist dadurch eine Strömungsgablösung bereits bei geringen Fehlanströmungen mit $\alpha_4 < \alpha_{4AP}$ möglich.

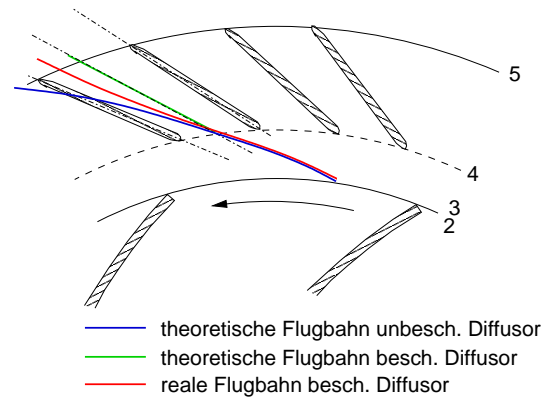


Abbildung 2.21: Verlauf eines mittleren Stromfadens im beschaufelten Diffusor

Abbildung 2.21 zeigt den Verlauf der theoretischen Strömungen im unbeschauften sowie im beschauften Diffusor und den Verlauf eines Stromfadens.

Aufgrund dieser Einschränkungen kann der Druckaufbau im Diffusor nur in bestimmten Grenzen relativ verlustarm geschehen, jedoch sind die Diffusorwirkungsgrade stets deutlich niedriger als die Wirkungsgrade eines Laufrades.

Da der Diffusor durch die Schaufeln in Teildiffusoren unterteilt wird, wie in Abbildung 2.22 dargestellt, kann die Strömung eines Teildiffusors angenähert wie in einem Diffusor mit gerader Mittellinie - einem ebenen Diffusor - behandelt werden (siehe Abb. 2.23). In der Regel können selbst Diffusoren mit gebogenen Leitschaufeln wie ebene Diffusoren behandelt werden, da die geringe Krümmung nur geringen Einfluss auf die Diffusorströmung hat [36].

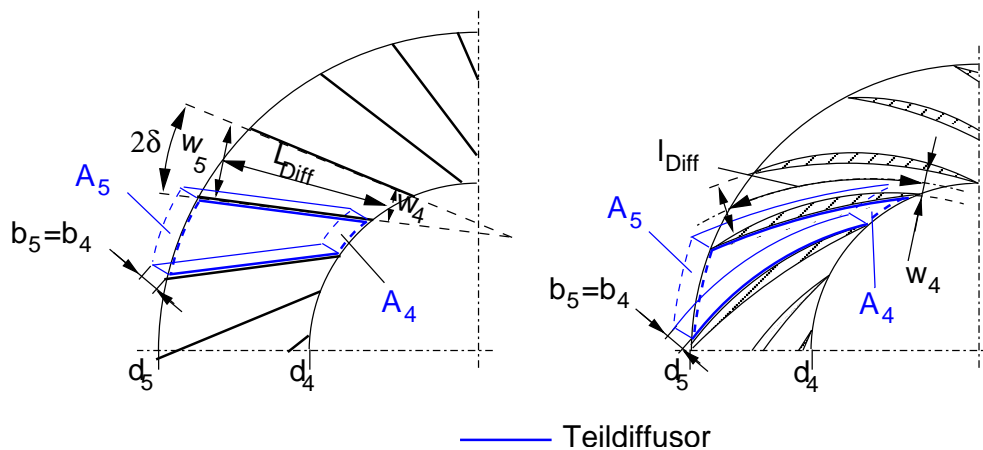


Abbildung 2.22: Teildiffusor eines geradebeschaufelten Diffusors und eines Diffusors mit gebogenen Leitschaufeln mit gleichem Eintrittswinkel $\alpha_{4'}$ und gleichem Eintrittsdurchmesser d_4

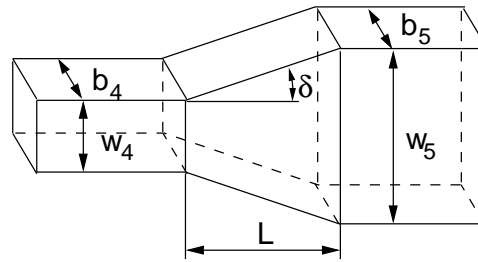


Abbildung 2.23: Ebener Diffusor

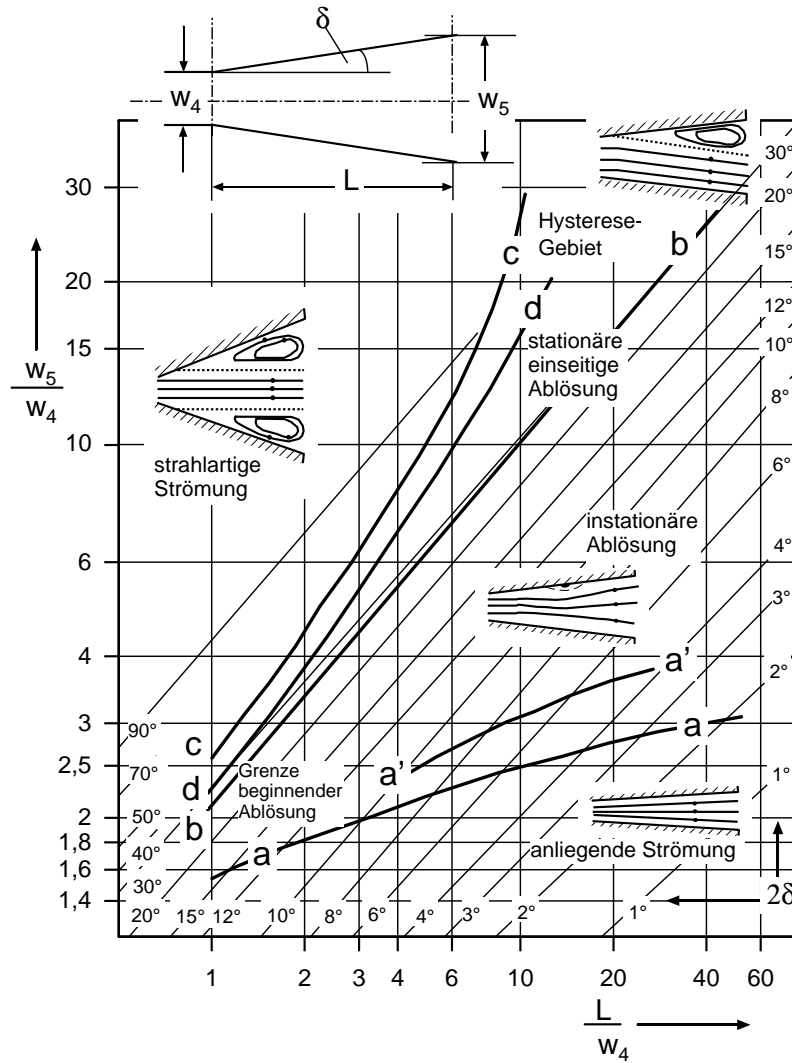


Abbildung 2.24: Einteilung der Diffusorströmung nach COCKRELL [5], bzw. FOX und KLINE [12]

Für die Wirksamkeit des Diffusors und somit für den Verlust entscheidend ist der Diffusoröffnungswinkel δ . Vom Öffnungswinkel hängt die Art der Strömung im Diffusor ab. Abbildung 2.24 zeigt die Strömungsarten für verschiedene Öffnungswinkel in Abhängigkeit des Längenverhältnisses L/w_4 bei konstanter Zuströmgeschwindigkeit c_4 nach COCKRELL [5] bzw. FOX und KLINE [12]. Die Diffusorströmung kann somit in die Bereiche anliegende Strömung, fluktuierende Ablösung, einseitige Ablösung sowie vollständige Ablösung, d. h. strahlartige Strömung eingeteilt werden. Ein hoher Druckaufbau kann im Bereich der instationären Ablösung zwischen den Linien a'-a' und b-b erwartet werden.

Der Diffusoröffnungswinkel δ ergibt sich aus dem Flächenverhältnis A_5/A_4 , sowie dem Längenverhältnis L/w_4 .

$$\delta = \arctan \left(\frac{\frac{A_5}{A_4} - 1}{2 \cdot \frac{L}{w_4}} \right) \quad (2.50)$$

Bei Diffusoren mit dünnen Schaufeln ist die effektive Diffusorlänge L_{Diff} gleich der Sehnenlänge L der Schaufel, sofern eine ausreichende Mischungszone zwischen Laufradaustritt und Eintritt in den beschauften Diffusor liegt.

DEAN und SEENO [7] gehen davon aus, dass bei einem Durchmesser Verhältnis von $r_4/r_3 \geq 1,07$ ein Ausgleich weitgehend stattgefunden hat. Desweiteren muss am Austritt aus dem Diffusor ausreichend Raum zur Verfügung stehen, sich also nicht unmittelbar an den Diffusoraustritt eine Umlenkung anschließen [10]. Für gerade, dünne Schaufeln ergeben sich somit Verhältnisse entsprechend Abbildung 2.18.

Für den optimalen Öffnungswinkel eines ebenen Diffusors gibt WAGNER [37] den Winkel in Abhängigkeit der Re-Zahl für den Bereich der Diffusorströmung zwischen $5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^6$ am Diffusoreintritt an.

$$\delta_{opt} = \frac{150}{Re_{dh'_4}^{0,25}} \quad (2.51)$$

Aufgrund der in Diffusoren herrschenden Re-Zahlen ergeben sich somit Öffnungswinkel zwischen 8 und 15°. Dies bedeutet, dass sich die typischen Diffusoren mit Längenverhältnissen zwischen 2,8 und 5 im Bereich der Linien a-a und b-b in Abbildung 2.24 und sich somit im Bereich der beginnenden Ablösung befinden.

Verluste im beschaufelten Diffusor

Die Verluste im beschaufelten Diffusor lassen sich in Einlauf-, Kanal-, und Austrittsverluste einteilen:

$$\Delta P_{V_{4 \rightarrow 5}} = \Delta P_{V_{4 \rightarrow 4'}} + \Delta P_{V_{4' \rightarrow 5'}} + \Delta P_{V_{5' \rightarrow 5}} \quad (2.52)$$

bzw. mit Berücksichtigung der Falschanströmung:

$$\Delta P_{V_{4 \rightarrow 5}} = \Delta P_{V_{4 \rightarrow 4'}} + \Delta P_{V_{\angle}} + \Delta P_{V_{4' \rightarrow 5'}} + \Delta P_{V_{5' \rightarrow 5}} \quad (2.53)$$

Der Druckverlust am Eintritt wird durch eine plötzliche Querschnittsverengung verursacht.

$$\Delta p_{V_{4 \rightarrow 4'}} = \zeta_{4 \rightarrow 4'} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_4^2 \quad (2.54)$$

$$\zeta_{4 \rightarrow 4'} = 0,5 \cdot (1 - m) \quad (2.55)$$

$$m = \frac{d_{h4}^2}{d_{h4'}^2} \quad \text{mit} \quad d_{h_i} = \frac{2 \cdot b_i \cdot w_i}{b_i + w_i} \quad (2.56)$$

Kommt es darüber hinaus zu Falschanströmungen, so muss ein weiterer Verlust mit dem Beiwert ζ_{\angle} berücksichtigt werden, der mit der Differenz der tatsächlichen Anströmung und der Auslegungsanströmung $\Delta\alpha_4 = \alpha_4 - \alpha_{4'}$ gebildet wird. Der Verlust kann nach BITTERLICH [2] abgeschätzt werden.

$$\zeta_{\angle} = \zeta_{4 \rightarrow 4'} \cdot \left[1 + a_{4 \rightarrow 4'} \cdot \left(\frac{\Delta\alpha_4}{\Delta\alpha_4^*} \right)^{b_{4 \rightarrow 4'}} \right] \quad (2.57)$$

$$a_{4 \rightarrow 4'} \approx 3$$

$$b_{4 \rightarrow 4'} \approx 2,5 - 3,5$$

$$\Delta\alpha_4^* \approx 40^\circ \quad \text{bei Bruststoß, siehe Abb. 2.20}$$

$$\Delta\alpha_4^* \approx 50^\circ \quad \text{bei Nackenstoß, siehe Abb. 2.20}$$

Im Falle eines verstellbaren Diffusors kann davon ausgegangen werden, dass Falschanströmungen, die zu erhöhten Verlusten führen, vermieden werden können.

Für den Druckverlust im Diffusorkanal gilt nach WAGNER [37]:

$$\Delta p_{V_{4' \rightarrow 5'}} = \zeta_{4' \rightarrow 5'} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_{4'}^2 \quad . \quad (2.58)$$

Der Verlustbeiwert $\zeta_{4' \rightarrow 5'}$ setzt sich aus einem vom Aufweitungswinkel δ abhängigen Verlustbeiwert ζ' und einem Verlustbeiwert ζ_λ eines Rohres mit dem hydraulischen Durchmesser des Diffusoreintritts zusammen.

$$\zeta_{4' \rightarrow 5'} = \zeta' \cdot (1 - m)^2 + \zeta_\lambda \quad (2.59)$$

$$\zeta' = \tanh \left(1,41 \cdot \frac{2 \cdot \delta}{100} \right) + 522 \cdot \left(\frac{2 \cdot \delta}{100} \right)^{4,365} \cdot \exp \left(-8 \cdot \frac{2 \cdot \delta}{100} \right) \quad (2.60)$$

$$\zeta_\lambda = \lambda_R \cdot \frac{L_{Diff}}{d_{h_{4'}}} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1 - m^2}{\frac{1}{\sqrt{m}} - 1} \quad (2.61)$$

$$m = \frac{d_{h_{4'}}^2}{d_{h_{5'}}^2} \quad (2.62)$$

Der Rohrreibungsbeiwert λ_R kann hier mit dem Ansatz für den Reibungsbeiwert eines turbulent durchströmten, glatten Rohres mit konstantem, dem hydraulischen Durchmesser des Diffusorkanals am Eintritt entsprechenden, Durchmesser berechnet werden [37].

$$\frac{1}{\lambda_R} = 2,0 \cdot \log(Re_{dh_4'} \cdot \sqrt{\lambda_R}) - 0,8 \quad (2.63)$$

Der so berechnete Verlustbeiwert gilt jedoch nur für Diffusorströmungen, in denen der Öffnungswinkel nahe des optimalen Öffnungswinkels nach Gleichung 2.51 ist. Bei Strömungsgeschwindigkeiten oberhalb der Auslegungsgeschwindigkeit ist der Diffusoröffnungswinkel zu groß, so dass es zur Ausbildung von stationären Ablösungen kommt, die einen negativen Einfluss auf den Druckaufbau haben. Ebenso hat eine zu geringe Strömungsgeschwindigkeit den Effekt, dass der Druckaufbau nicht im optimalen Gebiet der beginnenden Ablösung liegt.

Am Austritt aus der Diffusorbeschaufelung erfolgt eine sprunghafte Querschnittserweiterung.

$$\Delta p_{5' \rightarrow 5} = \zeta_{5' \rightarrow 5} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c_{5'}^2 \quad (2.64)$$

$$\zeta_{5' \rightarrow 5} = (1 - m)^2 \quad (2.65)$$

$$m = \frac{d_{h5}^2}{d_{h5'}^2} \quad (2.66)$$

Dieser Verlust ist bei geradebeschaufelten Diffusoren mit geringer Schaufeldicke in der Regel vernachlässigbar klein, da die Querschnittserweiterung am Übergang von der Beschaufelung in den unbeschaufelten Raum gegenüber der Grenzschichtdicke am Diffusor-ende gering ausfällt.

Am Austritt des Diffusors entsteht aufgrund der Staffelung ebenfalls ein teilbeschaufelter Raum. Vorausgesetzt die Strömung wird nicht durch den nachfolgenden Sammler extrem umgelenkt, erfolgt die Berechnung analog zum Eintritt in den beschaufelten Diffusor. Der teilbeschaufelte Raum wird dann bei dünnen, geradbeschaufelten Diffusoren zur effektiven Diffusorlänge L_{Diff} gerechnet.

Damit im Diffusor ein Druckaufbau stattfinden kann, muss der Diffusor einen bestimmten, in der Regel recht kleinen Öffnungswinkel von $2\delta \approx 1^\circ$ überschreiten. Unterhalb dieses minimalen Öffnungswinkels erfolgt aufgrund dissipativer Vorgänge kein Druckaufbau.

Wird der Öffnungswinkel weiter erhöht, steigt zunächst der Druckaufbau an, jedoch auch die Tendenz zur Ausbildung von lokalen Strömungsablösungen. In diesem Bereich ist der höchste Druckgewinn des Diffusors zu erwarten (siehe FOX [12]).

Nun reicht eine nur geringe weitere Erhöhung des Öffnungswinkels aus, um einen raschen Zusammenbruch der Diffusorströmung mit zunächst einseitiger, bald aber allseitiger totaler Ablösung zu erreichen. Dies führt neben einem deutlichen Rückgang des Druckaufbaus auch zu ausgeprägten Druckschwankungen innerhalb der Strömung, die zu einer Anregung des Systems und damit zum Pumpen der Anlage führen können.

Mit wachsendem Öffnungswinkel δ steigt ebenfalls die Beeinflussung der Geschwindigkeitsverteilung innerhalb der Diffusorströmung. Das Profil der Geschwindigkeitsverteilung der Diffusorströmung wird verzerrt. Die wandnahen Randzonen der Strömung werden stärker verzögert als die Kernzone der Strömung, wodurch der Druckaufbau im Diffusor verringert wird. Verfügt der Diffusor über eine Nachlaufstrecke (Übergangsdiffusor), so wird ein Teil des Druckes im Nachlauf des Diffusors aufgebaut, wenn ein Ausgleich der Strömungsverhältnisse stattgefunden hat. Ein vollständiger Ausgleich erfolgt im Nachlauf des Übergangsdiffusors für Längen von $3 \cdot d_{5h}$.

Im Diffusor einer Turbomaschine wird der Ausgleich in der Regel nicht oder nur zum Teil stattfinden können, da der Diffusor in einem Sammler endet oder nur eine geringe Nachlaufstrecke zur Verfügung steht.

Abbildung 2.25 stellt die Strömungssituation im Diffusor mit den verzerrten Geschwindigkeitsprofilen der Diffusorströmung am Austritt (Punkt 5) und dem Ausgleich im Nachlauf (Punkt 5*) dar. Aufgrund der im Nachlauf auftretenden Mischungs- und Rohr-

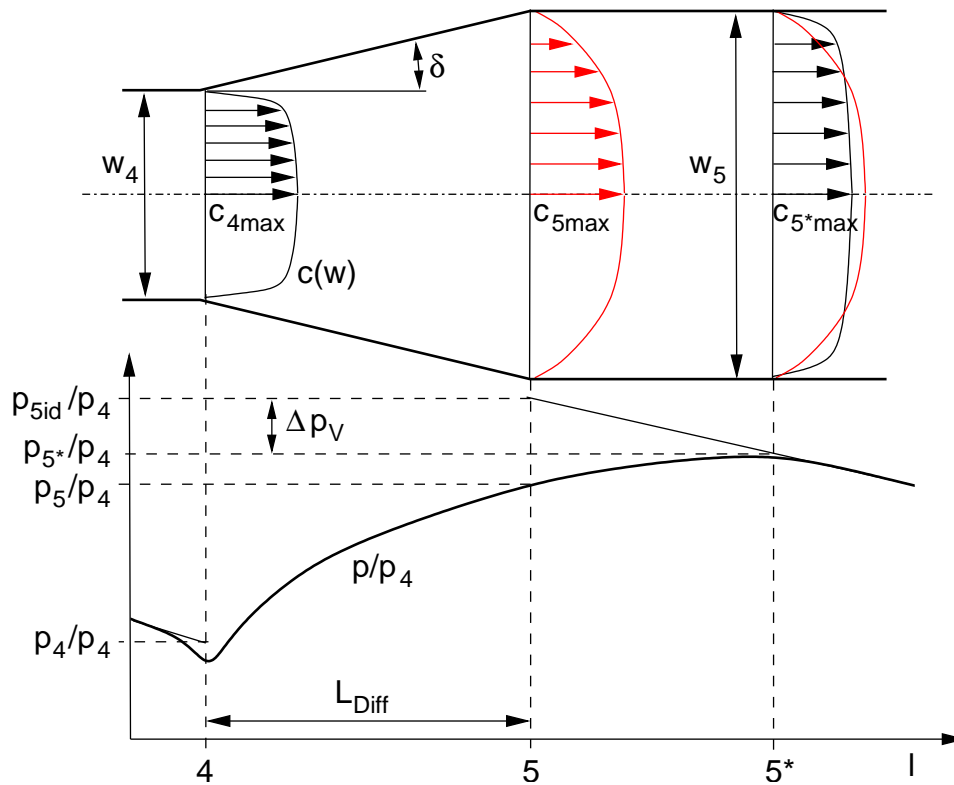


Abbildung 2.25: Verzerrung des Geschwindigkeitsprofils am Austritt des Diffusors und Ausgleich im Nachlauf, sowie Verlauf des auf den Eintrittszustands bezogenen Druckes über der Diffusorlänge mit Vor- und Nachlauf

reibungsverluste fällt der tatsächliche Druckaufbau jedoch geringer aus, als der ideale Druckaufbau

$$\Delta p_{id} = \frac{\rho}{2} \cdot (c_4^2 - c_5^2) \quad . \quad (2.67)$$

2.3.4 Verstellbarer Diffusor

Eine besondere Stellung innerhalb der Diffusoren nimmt der Verstelldiffusor (siehe Abb. 2.11) ein. Da seine Schaufeln winkelveränderlich befestigt sind, kann er der Strömung angepasst werden. Eine Falschanströmung des Diffusors kann dadurch in einem bestimmten Bereich verhindert werden. Aufgrund der Verstellung kommt es zu Veränderungen in der Strömungsgeometrie des Diffusors. Abbildung 2.26 zeigt den Einfluss einer Schaufelverstellung um $\pm 15^\circ$ auf die Geometrie eines Verstelldiffusors mit einer Schaufeldrehachse bei $L_{Diff}/2$. Somit kann die Anströmung in einem Bereich von 30° variiert werden, ohne dass es zu Fehlanströmungen kommt. Die Schaufelverstellung hat jedoch großen Einfluss

auf die Ein- und Austrittsradien ebenso wie auf die Ein- und Austrittsquerschnitte. Die wirksame Diffusorlänge L_{Diff} bleibt dagegen beim geradebeschaufelten Diffusor relativ unbeeinflusst.

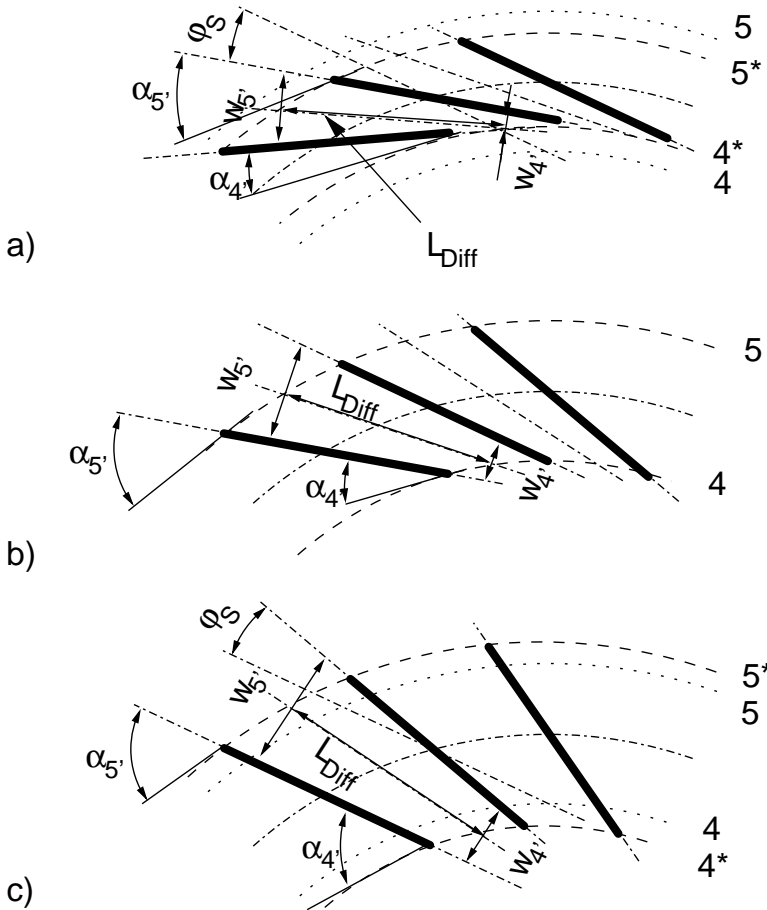


Abbildung 2.26: Einfluss der Schaufelverstellung auf die Geometrie eines Verstelldiffusors mit Schaufeldrehpunkt bei halber Schaufellänge

Durch die Änderung des Ein- und Austrittsradius wird somit der Druckaufbau im Diffusor, ebenso wie das Radienverhältnis r_4/r_3 beeinflusst.

Technisch gesehen sind dem Verstelldiffusor jedoch Grenzen gesetzt. So kann es durch das Lagerspiel des Verstellmechanismus zu ungleichen Winkeln der Schaufeln und zu Schaufelflattern kommen. Zusätzlich ist ein Spalt zwischen Diffusorwand sowie Ober- und Unterkante der Schaufel vorzusehen, um ein Anstreifen der Schaufel am Gehäuse zu vermeiden. Da die Diffusorbreite in der Regel gering ist, spielt der Spalt bezüglich der Strömung eine Rolle, da es hier - bei zu großem Spalt - zu unerwünschten Strömungen zwischen Schaufellängsseite und Diffusorwand kommen kann.

Somit stellt diese Bauart des Verstelldiffusors gerade bei geringen Schaufelhöhen keine Alternative dar. Neben diesen konstruktiven Problemen spielen die Fertigungskosten eine entscheidende Rolle. Ein Verstelldiffusor mit Schaufelwinkelverstellung besteht aus

vielen Einzelteilen, die mit hoher Präzision gefertigt sein müssen. In vielen Fällen wird der Leistungsgewinn in keinem Verhältnis zum Aufwand stehen.

2.4 Diffusor-Kenngrößen

Zur Charakterisierung von unbeschauelten sowie beschauelten Diffusoren existieren verschiedene Kenngrößen, die einen Vergleich der Diffusoren zulassen.

In der Literatur wird oftmals der Druckbeiwert c_p zum Vergleich herangezogen.

$$c_p = \frac{p_4 - p_3}{p_{t3} - p_3} \quad \text{bzw.} \quad c_p = \frac{p_4 - p_3}{\rho \cdot c_3^2} \quad (\text{unbeschauelt}) \quad (2.68)$$

$$c_p = \frac{p_5 - p_3}{p_{t3} - p_3} \quad \text{bzw.} \quad c_p = \frac{p_5 - p_3}{\rho \cdot c_3^2} \quad (\text{beschauelt}) \quad (2.69)$$

Daneben ist das Flächenverhältnis f_A und das Weitenverhältnis f_w für den Druckaufbau entscheidend.

$$f_A = \frac{A_4}{A_3} \quad \text{und} \quad f_w = \frac{w_4}{w_3} \quad (\text{unbeschauelt}) \quad (2.70)$$

$$f_A = \frac{A_{5'}}{A_{4'}} \quad \text{und} \quad f_w = \frac{w_5}{w_4} \quad (\text{beschauelt}) \quad (2.71)$$

Aus dem Flächenverhältnis bzw. dem Weitenverhältnis kann der Druckbeiwert des „idealen“ Diffusors ermittelt werden.

$$c_{p_{id}} = 1 - \frac{1}{f_A^2} \quad (2.72)$$

Schließlich erhält man den Diffusorgütegrad η_{Diff} mit den Gleichungen 2.68 bzw. 2.69 und Gleichung 2.72 .

$$\eta_{Diff} = \frac{c_p}{c_{p_{id}}} \quad (2.73)$$

Die Auslegung des beschauelten Diffusors erfolgt oftmals nach dem Diffusordiagramm nach FOX und KLINE [12] (Abb. 2.24). Relevant hierfür ist die relative Diffusorlänge L/w_4 bzw. der Öffnungswinkel δ (Gl. 2.50).

2.5 Rotating Stall

Das Kennfeld eines Gebläses wird bei hohen Drücken durch die Pumpgrenze (*Surge Linie*) begrenzt. Dabei kennzeichnet die Pumpgrenze einen Punkt auf der Kennlinie, an der

der Volumenstrom aufgrund des anwachsenden Druckverhältnisses zwischen Eintritt und Austritt des Verdichters instabil wird. Der Grund für diese Instabilität kann verschiedene Ursachen haben, die unter dem Oberbegriff „Pumpen“ zusammengefasst werden. Bei hohen Volumenströmen ist die Kennlinie durch die Schluckgrenze begrenzt. An der Schluckgrenze erreicht das Gebläse den maximalen Volumenstrom. Dieser wird bei einstufigen Gebläsen in der Regel durch den Laufradeinlauf, als engster Strömungsquerschnitt des Gebläses, begrenzt.

Für den Betrieb ist in der Regel nur die Pumpgrenze von Bedeutung. Das Pumpen des Diffusors, den Druckschwankungen einer Kolbenpumpe ähnlich, entsteht dabei ursächlich durch die periodischen Druckschwankungen aufgrund der Rotation des Laufrades. Nehmen diese Druckschwankungen zu, so kann es im Diffusor zu einer partiellen Blockage bzw. zu einer partiellen Strömungsumkehr kommen. Bei mehrstufigen Gebläsen und Verdichtern kann es zudem zu einer Verstärkung der Druckschwankung von Stufe zu Stufe kommen. Darüber hinaus kann das druckseitig angeschlossene System zu Schwingungen angeregt werden, besonders dann wenn die Resonanzfrequenz erreicht wird. Je nach Einbaufall kann diese Betriebspumpgrenze daher variieren. In der Praxis wird daher allgemein ein Mindestvolumen für die saug- und druckseitig angeschlossenen Rohrleitungen vorgegeben.

Vor Erreichen der Pumpgrenze setzt zunächst ein metastabiler Strömungszustand im Diffusor ein, der als stehender oder rotierender, partieller Strömungsabriss (*Standing Stall*, *Rotating Stall*) auftreten kann und zunächst nicht den ganzen Diffusor, sondern nur einige wenige Diffusorbereiche betrifft. Je nach Beschaffenheit des angeschlossenen Systems und der Energie der Druckstöße, können diese Druckschwankungen ausgeglichen, oder aber auch verstärkt werden.

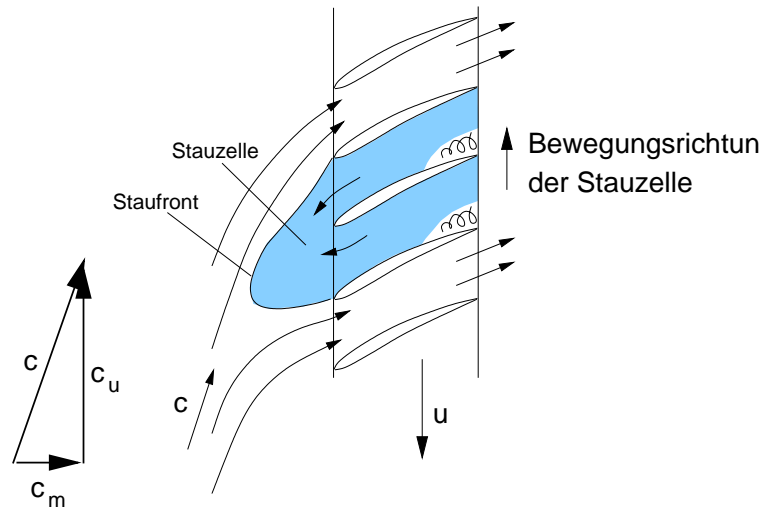
Für das Entstehen dieser Strömungsphänomene gibt es verschiedene Theorien. EMMONS [8] stellte 1955 ein Modell (siehe Abb. 2.27) zur Beschreibung des *Rotating Stalls* in einem Laufrad einer Axialmaschine auf.

Er geht davon aus, dass sich bei stark reduzierten Durchflüssen die Strömung in einem Schaufelkanal ablöst und somit zu einer Versperrung dieses Kanals führt, was wiederum einen höheren Durchfluss im darauf folgenden Kanal zur Folge hätte. Durch den Zusammenbruch der Strömung eines Kanals käme es somit zu einer „Gesundung“ der Strömung des darauf folgenden Kanals.

Ähnliches formulierten auch MOORE und GREITZER [21], [14]. Sie gehen davon aus, dass sich der *Rotating Stall* im Laufrad einer Axialmaschine aus periodischen Druckschwankungen ergibt, deren Intensität rasch anwachsen kann, so dass es zum Strömungsabriss kommen kann.

Grundsätzlich lassen sich die Theorien auch auf Radialmaschinen übertragen, jedoch ist

Abbildung 2.27: Entstehung des *Rotating Stalls* in einem axialen Gitter nach [8]



das Laufrad einer Radialmaschine gegenüber Strömungsabrissen wesentlich unempfindlicher. Dies liegt an dem hohen zentrifugalen Anteil, der der Strömung zwischen Ein- und Austritt des Laufrades aufgeprägt wird. Darüber hinaus kommt es durch die inneren Leckagen gerade im Bereich extremer Drosselung zu einem gegenüber dem Nettovolumenstrom höheren Durchfluss durch das Laufrad.

In der Radialmaschine wird ein *Rotating Stall* daher in der Regel zuerst im Leitrad auftreten. NI [23] geht davon aus, dass die Rückströmung zuerst am Austritt des Leitrades stattfindet und erst mit weiter zunehmender Drosselung stromaufwärts wandert. Dies konnte auch an den hier untersuchten Diffusoren beobachtet werden. Abbildung 2.28 zeigt den Beginn einer Rückströmung im Austritt des unbeschaukelten Diffusors. Dabei scheint es erst ab einem bestimmten Rückströmgrad zur Ausbildung von Druckschwankungen mit bestimmter Frequenz zu kommen (siehe [32]).

Solange zwischen den Rückströmzonen noch eine gerichtete Diffusorströmung stattfindet (siehe Abb. 2.29), fördert das Gebläse in das angeschlossene System, ohne das es zu ausgeprägten Druckschwankungen kommen muss.

Je nach Intensität können, wie im axialen Gitter, verschiedene Arten mit mehr oder weniger Ablösezellen auftreten. Über die Anzahl, Drehrichtung und Verteilung der Stauzellen herrscht dagegen weitgehend Unklarheit. Hier scheinen viele Faktoren eine Rolle zu spielen.

Dabei entsteht der Strömungsabriss unabhängig vom angeschlossenen System. Lediglich die Auswirkungen des Strömungsabrisses werden vom Rohrsystem beeinflusst.

STENNING [35] untersuchte jeden Schaufelkanal einer Turbomaschine und unterteilte den Verdichter in einen Teil mit ungestörter Strömung und einen Teil mit weitgehend gestörter Strömung. Er stellte Kriterien für das Auftreten von *Rotating Stall* auf und wendete diese auf jeden Schaufelkanal an. Somit können auch Aussagen über die Anzahl

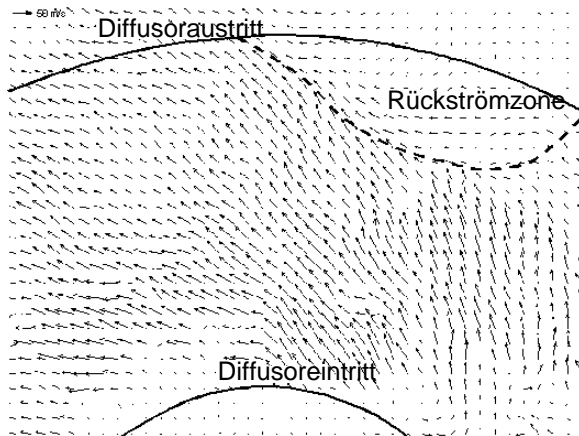


Abbildung 2.28: PIV-Auswertung einer Rückströmzone am Austritt eines unbeschaufelten Diffusors

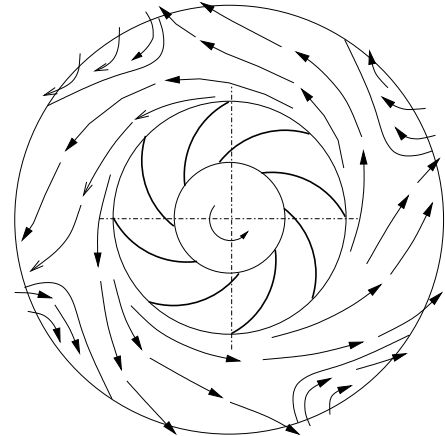


Abbildung 2.29: Ausbildung der Rückströmzonen am Austritt des unbeschaufelten Diffusors

der *Stall*-Zellen gemacht werden und somit über die Lage der Pumpgrenze.

2.6 Beeinflussung des Betriebsverhaltens

Der Betriebsbereich eines Verdichters oder Gebläses wird mit zunehmendem Wirkungsgrad eingeschränkt. Durch verschiedene Eingriffe können diese Einschränkungen zum Teil aufgehoben werden. Im Folgenden sollen die gebräuchlichsten Arten der Regelung und Kennfeldbeeinflussung kurz aufgezeigt werden. Unterschieden werden muss dabei zwischen Maßnahmen, die vorrangig der Verbesserung des Wirkungsgrades im Teillastfall dienen und denen, die auf eine Vergrößerung des Kennfeldes abzielen.

Abbildung 2.30 zeigt den Einfluss verschiedener Regelungen auf das Kennfeld eines Verdichters.

Eine Möglichkeit Einfluss auf das Kennfeld zu nehmen, ist der Einsatz einer Vorleitschaufelverstellung zur Einstellung eines Dralls vor dem Eintritt in das Laufrad (siehe Abb. 2.30, rechts oben). Dadurch kann die Energieübertragung (siehe Gleichung 2.3) im Laufrad, über den Gegendrall ($c_{u1} < 0$) erhöht bzw. durch Mitdrall ($c_{u1} > 0$) verringert werden und somit auch der Druckaufbau im Diffusor.

Ein weiterer Regelbereich ergibt sich durch den Einsatz der Leitschaufelverstellung des Diffusors (siehe Abb. 2.30, links unten). Gerade im Bereich starker Drosselung ist der Einfluss der Leitschaufelverstellung auf die Kennlinie deutlich zu sehen. Das gegenüber der Vorleitschaufelverstellung erweiterte Kennfeld ergibt sich aus der vermiedenen Fehlanströmung des Diffusors und zeigt einmal mehr die Anfälligkeit des Diffusors gegen Fehlanströmung, die deutlich höher ist als die des Laufrades.

Die Drehzahlregelung (siehe Abb. 2.30, rechts unten) zeigt den Einfluss der Drehzahl auf das Kennfeld. Bei der Drehzahlregelung steht eher die Energieeinsparung im Teillastfall denn eine Kennfelderweiterung im Vordergrund. Eine Erweiterung des Kennfeldes bei hohen Druckverhältnissen und niedrigen Volumenströmen ist allein mit der Drehzahlregelung nicht zu bewerkstelligen.

Abbildung 2.31 zeigt den Einfluss der Diffusorbauart auf den Kennlinienverlauf. In der Regel wird ein beschauelter Diffusor den Wirkungsgrad einer Turbomaschine erhöhen, gleichzeitig aber ihr Kennfeld einschränken.

Ein Diffusor mit Leitschaufelverstellung kann ein guter Kompromiss zwischen hohem Wirkungsgrad und breitem Arbeitsbereich sein, jedoch ist der Aufbau deutlich komplizierter und der Verstellbereich der Leitschaufeln begrenzt.

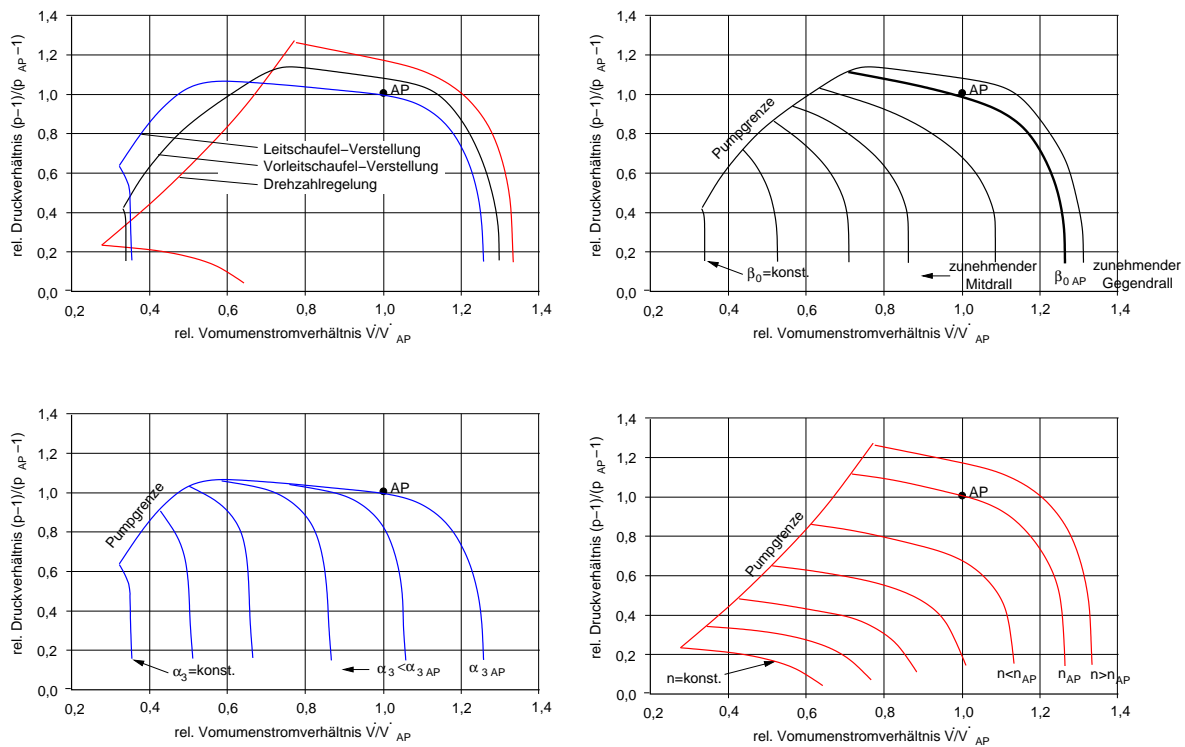


Abbildung 2.30: Kennfeld eines Radialverdichters mit Leitschaufelverstellung (unten links), Vorleitschaufelverstellung (oben rechts) und Drehzahlregelung (unten rechts), Firmenprospekt MAN Turbo [20]

HÜTTENRAUCH [16] untersuchte Möglichkeiten der Vordrallverstellung an Radialmaschinen und kam zu dem Schluss, dass eine Vordrallverstellung bei Radialmaschinen (siehe 2.32a) problematischer ist, als bei den axialen Bauarten, da die Vorleitschaufeln

im axialen Zulauf liegen und einen über den Radius ungleichförmigen Drall aufprägen, der bei der Umlenkung im Laufrad zu einer unterschiedlichen Drallverteilung zwischen Deckscheibe und Nabenseite führt.

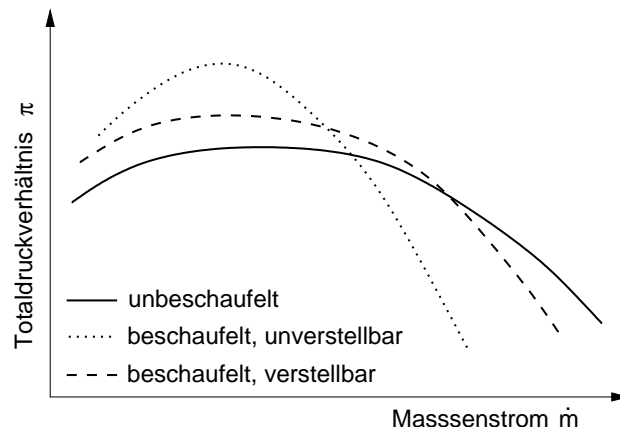


Abbildung 2.31: Kennlinien für Radialgebläse mit unterschiedlich ausgeführten Diffusoren

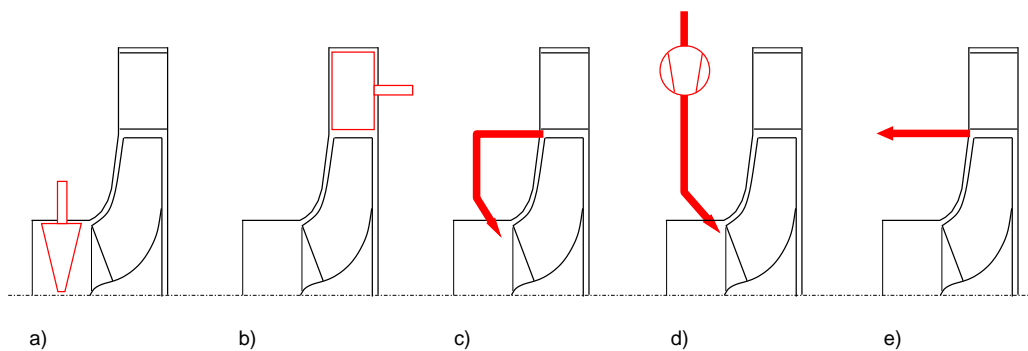


Abbildung 2.32: Strategien zur Vermeidung eines Strömungsabrisses durch a) Drallaufprägung durch Vorleitbeschaufelung, b) Leitschaufelverstellung, c) Rückführung, d) konstante oder gepulste Einblasung von Fremdluft und e) Abblaseeinrichtung

Somit wird das Laufrad je nach Vorleitradstellung unterschiedlich angeströmt, was zu Geschwindigkeitsschichtungen im Laufrad und somit zu höheren Verlusten führen kann.

ABDELHAMID [1] benutzte kleine verstellbare Leitschaufeln am Austritt aus dem schaufelloren Diffusor bzw. einen Drosselring, um Rückströmungen zu verhindern. Dies setzt allerdings eine gewisse Überdimensionierung der Maschine voraus, um die weiteren Verluste durch die Einbauten überwinden zu können.

Weitere Möglichkeiten bilden Rückführungen (siehe 2.32c), die einen Teil des Volumen-

stroms vom Austritt z. B. aus dem Laufrad, zum Eintritt zurückleiten, um den Volumenstrom durch den Verdichter zu erhöhen. Dies führt ebenfalls zu einer Überdimensionierung des Gebläses. Trotz dieser Nachteile ist die Rückführung der Stand der Technik.

Des Weiteren hat es Bestrebungen gegeben *Rotating Stall* dadurch zu vermeiden, dass gezielt Pressluft in die Diffusorkanäle geblasen wurde, um somit ein Versperren der Kanäle zu vermeiden (siehe Abb. 2.32d) [6].

STEIN [34] hat in seiner Arbeit die Wirkungsweise verschiedener aktiver stallverhindernder Maßnahmen wie Lufteinblasungen vor dem Laufrad mit Hilfe von CFD untersucht und bestätigt die Stabilitätsbedingungen von GREITZER. Darüber hinaus hat sich in seinen Untersuchungen eine pulsierende Zuführung von Pressluft gegenüber einer kontinuierlichen Zugabe als wirkungsvoller herausgestellt.

KATZ [19] hat in seiner Arbeit einen Aktor zur Vermeidung des *Rotating Stalls* in einem Axialverdichter entwickelt. Dieser Aktor besteht aus einem oder mehreren radial angeordneten zylindrischen Rohren mit Luftauslässen über den ein gepulster Luftstrom vor dem Laufrad zugegeben wird, um *Rotating Stall* im Laufrad zu vermeiden.

In Abbildung 2.32e ist die häufig verwendete Abblasung dargestellt, die vielfach zum Anfahren von Verdichtern verwendet wird, wenn das zu fördernde Medium ohne weiteres an die Umgebung abgegeben werden kann.

Vielen Maßnahmen zur Vermeidung des *Rotating Stall* ist gemeinsam, dass sie einen großen apparativen und regelungstechnischen Aufwand erfordern bzw. eine Überdimensionierung des Verdichters notwendig machen.

Einzig die Drehzahlregelung und die Leitschaufelverstellung haben neben einer Kennfelderweiterung eine Verbesserung des Teillastwirkungsgrades zur Folge. Alle anderen Maßnahmen wirken stabilisierend auf die Strömung, führen aber zwangsläufig zu einem erhöhten Energieaufwand.

Ein weiterer Nachteil der aktiven Verfahren ist, dass ein *Stall* in der Regel plötzlich auftritt und somit nicht exakt voraussagbar ist. Dies macht eine aktive Vermeidung kompliziert, da die Messsysteme, die einen drohenden *Stall* erkennen sollen, dementsprechend sensibel auf die Vorzeichen reagieren müssen.

Tabelle 2.2 fasst Vor- und Nachteile der Systeme zusammen.

Verfahren	Wirkungsweise	pro & contra
Vorleitradverstellung	Beeinflussung der Energieübertragung im Laufrad	\oplus verbesserter Teillastwirkungsgrad \ominus komplizierter mechanischer Aufbau
Leitschaufelverstellung	Fehlanströmvermeidung im Diffusor	\oplus verbesserter Teillastwirkungsgrad \ominus komplizierter mechanischer Aufbau \ominus <i>Rotating Stall</i> kann nur begrenzt verhindert werden
Rückführung	Erhöhung der inneren Fördermenge	\oplus simpler mechanischer Aufbau \ominus wirkt verschlechternd auf den Wirkungsgrad
Einblasung	Wegblasen der <i>Stall</i> -Zelle	\oplus keine bewegten Teile innerhalb des Verdichters \ominus zusätzlicher Verdichter erforderlich \ominus hoher Aufwand an Mess- und Regelungstechnik
Abblaseinrichtung	Erhöhung der inneren Fördermenge	\oplus simpler mechanischer Aufbau \ominus wirkt stark verschlechternd auf den Wirkungsgrad

Tabelle 2.2: Maßnahmen zur Kennfelderweiterung

Grundsätzlich erscheint also eine generelle Vermeidung extremer Strömungszustände durch Anpassung der Maschine an die Strömung sinnvoller, jedoch muss der Aufwand in einem entsprechenden Verhältnis zum Nutzen stehen.

Da bei Radialmaschinen das Laufrad aufgrund der hohen Fliehkraftkomponente wenig anfällig für *Rotating Stall* ist, muss der Diffusor vor einem kritischen Strömungszustand geschützt werden. Grundsätzliche Anforderungen an kennfelderweiternde Maßnahmen sind:

- simpler mechanischer Aufbau
- geringer messtechnischer Aufwand
- sichere Vermeidung kritischer Strömungszustände
- geringe negative Auswirkung auf den Wirkungsgrad

Diese Kriterien lassen sich mit den oben genannten Verfahren nur bedingt erfüllen. Das grundlegende Problem ist, dass der Diffusor bei geringen Volumenströmen keine Wirkung besitzt. Dadurch kann die kinetische Energie nicht zum Druckaufbau im Diffusor herangezogen werden. Eine Anpassung des Diffusors an den Volumenstrom würde somit die strömungstechnischen Probleme reduzieren und das Arbeitsvermögen des Diffusors und damit der gesamten Maschine erhöhen.

2.7 Strömungsmessung

In der Regel werden Strömungen durch Messung der Strömungsgeschwindigkeiten an bestimmten Orten in der Strömung untersucht. Unterschieden werden muss zwischen qualitativen und quantitativen Verfahren. Die quantitativen Messverfahren lassen sich in direkte und indirekte Verfahren einteilen.

Zu den indirekten Verfahren gehört die Geschwindigkeitsbestimmung über Druckmesssonden ebenso wie die Hitzdrahtanemometrie. Beide Verfahren verwenden Sonden die in die Strömung zum jeweiligen Messort hineingeführt werden. Die Sonden beeinflussen dabei grundsätzlich die Strömung, weshalb die Anzahl der Sonden, die gleichzeitig in die Strömung eintauchen, begrenzt ist. Besonders in engen Kanälen kann sogar eine stromaufwärtige Beeinflussung durch die Versperrung der Sonde nicht ausgeschlossen werden. Mit Hilfe der Sonden und geeigneter Messsysteme können bei Druck- und Hitzdrahtsonden örtliche Geschwindigkeit, Richtung und Fluktuation gemessen werden. Nachteil ist die Beschränkung der Messungen auf einen bzw. auf wenige Punkte aufgrund der Strömungsbeeinflussung durch die Verdrängung des Sondenvolumens.

Für die Messung kompletter Strömungsfelder muss entweder die Sonde das Messfeld nacheinander abtasten, wodurch die Informationen über die zeitliche Veränderung der Strömung verloren gehen, oder es wird ein Feld, bestehend aus mehreren Sonden, in eine Wand eingebracht. Die Strömungsgeschwindigkeiten werden über die statischen Drücke in Wandnähe berechnet. Mit Hilfe dieser Messfelder können Fluktuationen untersucht werden, jedoch muss nun über die Komponente senkrecht zum Messfeld gemittelt werden.

Zu den quasi direkten Verfahren gehören die optischen Messmethoden wie LDA und PIV als quantitative Verfahren, sowie die Rauchfaden- und Funkenstreckenmethoden als qualitative Verfahren.

Im Falle der optischen Strömungsmessmethoden werden dem zu untersuchenden Fluid Partikel zugegeben, die eingestrahltes Licht zu einer Auswerteeinheit reflektieren. Die Geschwindigkeit und Geschwindigkeitsverteilung wird somit direkt über die Partikel bestimmt.

Beim LDA tastet dabei ein fokussierter Laserstrahl ein sehr kleines Messvolumen ab. Die Bestimmung der Geschwindigkeitskomponenten erfolgt dabei über die Ausnutzung des Dopplereffektes des sich bewegenden Partikels. Da beim Dopplereffekt das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen Reflektor, in diesem Fall ein Partikel und Signalträger - hier Licht - eine Rolle spielt, wird zur Auswertung nicht das Dopplersignal herangezogen, sondern die Überlagerung zweier Signale aus unterschiedlichen Raumwinkeln, da die Interferenzfrequenz der Überlagerung wesentlich geringer ist, als die Frequenzverschiebung

eines Dopplersignals. Die Abtastfrequenz des LDAs liegt im kHz-Bereich, wodurch Aussagen über die Turbulenz gemacht werden können.

2.7.1 Particle Image Velocimetry (PIV)

Die Bewegung von Fluiden kann in der Regel nicht direkt fotografisch festgehalten werden. Bereits die ersten strömungstechnischen Experimente nutzen Rauch oder stark reflektierende Partikel, um Strömungen sichtbar zu machen.

Bei der PIV werden dem Fluid nur geringe Konzentrationen an Partikeln zugegeben. Dadurch wird die optische Dichte des Fluids nur geringfügig verschlechtert, gleichzeitig bedingt dies jedoch eine starke Lichtquelle um ausreichend Reflexionslicht für eine fotografische Aufnahme zu erhalten. Für die PIV werden daher fast ausschließlich Laser eingesetzt.

Bei einem PIV-System wird der Laserstrahl in einer Achse aufgeweitet, es entsteht ein sogenannter „Lichtschnitt“. Alle Partikel in der Ebene des Lichtschnittes werden somit beleuchtet und reflektieren bzw. streuen folglich einen Teil des Lichtes in Richtung einer Kamera, die das Partikelbild aufnimmt (siehe Abb. 2.33). Aufgrund der kurzen Leuchtdauer des Lasers von ca. 6 bis 10 Nanosekunden werden so selbst schnellste Bewegungen „eingefroren“.

Wird der Vorgang der Beleuchtung und Aufnahme der Partikel mit einem Zeitversatz Δt wiederholt, ergeben sich zwei Partikelbilder, wie in Abbildung 2.34 schematisch dargestellt. Der Zeitversatz Δt soll so gewählt sein, dass sich in beiden Aufnahmen die selben Partikel wiederfinden, jedoch mit einem örtlichen Versatz. Aus der relativen Fortbewegung der Partikel zwischen der ersten und zweiten Aufnahme lässt sich die Geschwindigkeit der Partikel berechnen.

Digital-PIV

Bei der Digital-PIV erfolgt die Aufnahme der Partikelbilder elektronisch mittels einer hochauflösenden CCD-Kamera. Diese Kamera verfügt in der Regel über CCD-Chips mit einer Auflösung von 1280x1024 oder mehr Pixeln. Die aufgenommenen Partikelbilder werden verglichen und die einzelnen Partikel in beiden Abbildungen einander zugeordnet. Dazu wird das Bild in Auswertebereiche unterteilt. Für jeden Bereich werden nun repräsentative Partikeldouplets ausgewählt. Aus dem örtlichen Versatz und der Zeitdifferenz beider Aufnahmen kann die Geschwindigkeit des Partikels durch Kreuzkorrelation berechnet werden. Abbildung 2.34 zeigt das Vorgehen bei der Auswertung der Partikelbilder nach der Kreuzkorrelationsmethode. Die beiden zeitversetzt aufgenommenen Partikelbilder werden dabei zu einem Bild zusammengefügt.

Aufgrund der einfachen Handhabung und des großen Fortschritts im Bereich der Digi-

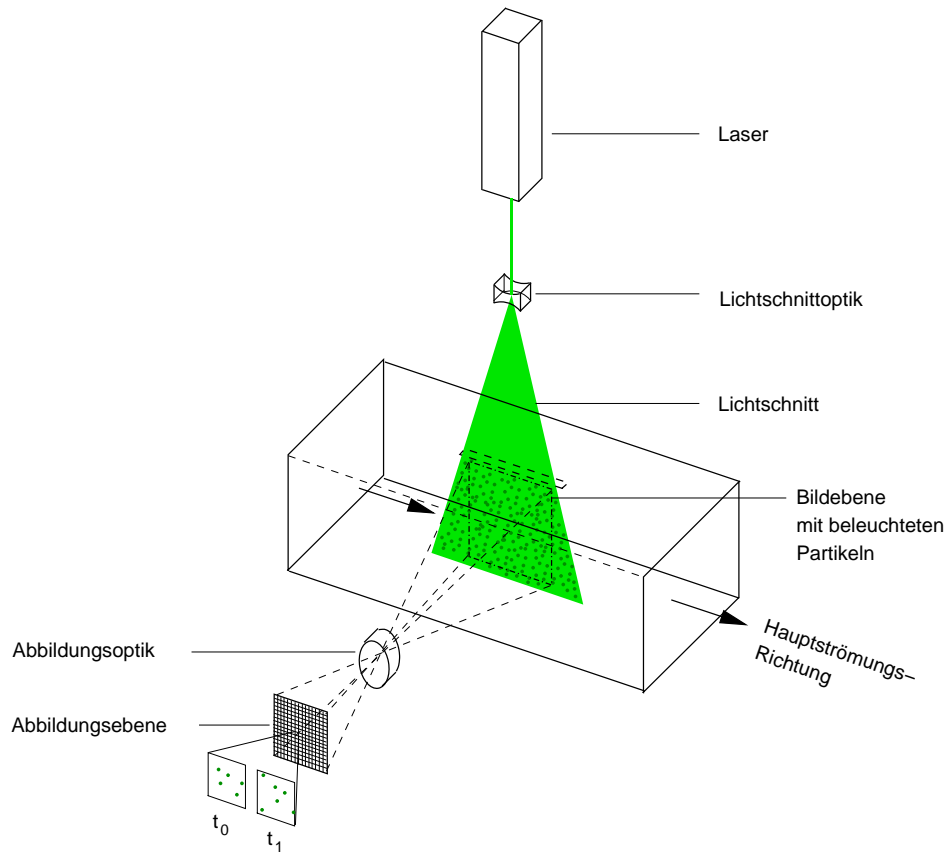


Abbildung 2.33: Aufbau einer PIV-Messstrecke [25]

talfotografie, werden bereits seit Jahren fast ausschließlich Digitalkameras zur Aufnahme der Partikelbilder eingesetzt, weswegen eine Unterscheidung zwischen Digital-PIV (DPIV) und der fotochemischen PIV nicht mehr statt findet.

2.7.2 Haupt-Einflussfaktoren und Fehlerquellen der PIV

Aufgrund der Komplexität des PIV-Messverfahrens beeinflussen zahlreiche Faktoren die Messgenauigkeit der PIV.

Neben den Fehlern, die der Auswertalgorithmus aufgrund von Fehlzuordnungen der Partikel einbringt, sowie der elektronischen Verarbeitung der Messsignale, kommt es auch zu zahlreichen Einflüssen, die durch geeignete Messkomponenten und durch einen angepassten Messaufbau reduziert werden können. Allgemein betrachtet ist die PIV kein sehr exaktes Messverfahren, so dass mit Messfehlern zwischen 3 und 5% gerechnet werden muss [24].

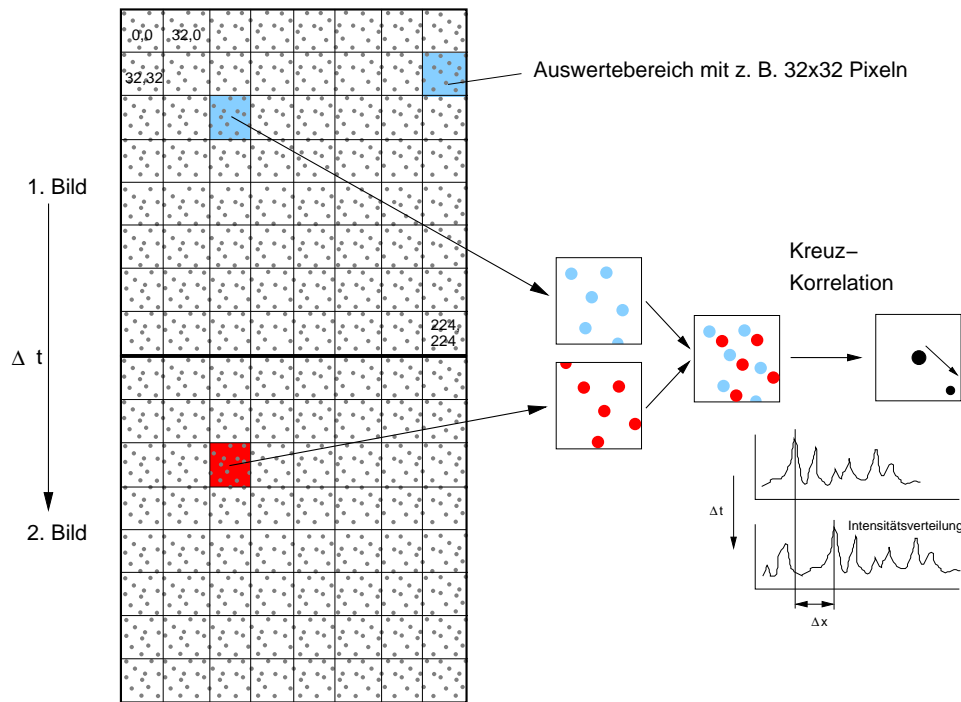


Abbildung 2.34: Bestimmung des Partikelversatzes durch die Auswertung zweier um Δt zeitversetzt aufgenommener Partikelbilder

Einfluss der Partikeleigenschaften

Je nach Einsatzgebiet kommen verschiedenste Partikel für die PIV in Betracht. Für Untersuchungen in gasförmigen Medien werden in der Regel zerstäubte Flüssigkeiten verwendet. Für besondere Einsätze (z. B. hohe Temperaturen) finden auch Feststoffstäube (Titanoxid) oder Schaumblasen (besonders niedrige Geschwindigkeiten) Anwendung. Fast allen Partikelmedien ist jedoch gemeinsam, dass sie in der Regel wesentlich höhere Dichten haben als das Strömungsmedium.

Da beim PIV-Verfahren die Geschwindigkeit direkt aus ihren fundamentalen Komponenten Weg und Zeit bestimmt wird, zählt es zu den direkten Messverfahren. Andererseits wird die Fluidgeschwindigkeit nicht direkt bestimmt, sondern die der dem Fluid zugegebenen Partikel. Dies setzt voraus, dass die Partikel der Strömung in ausreichendem Maße folgen können. Bei großen Dichteunterschieden zwischen Partikeln und Strömungsmedium ist die Partikelgröße eine entscheidende Komponente für das Folgeverhalten.

Da die Diffusorströmung in hohem Maße durch die Rotation beeinflusst wird, ist der Einfluss der Zentrifugalkraft auf ein Teilchen nicht zu vernachlässigen. Vereinfacht kann man für das Verhalten eines Partikels in einem Radialdiffusor ein Partikel auf einer geschlossenen Kreisbahn annehmen.

Abbildung 2.35 zeigt ein Partikel auf einer Kreisbahn und die sich aus Rotation und der Zentrifugalwirkung ergebenden Geschwindigkeiten.

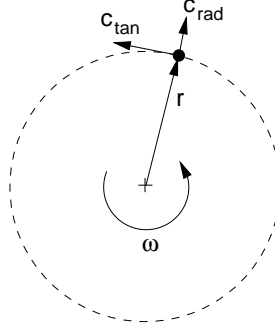


Abbildung 2.35: Partikel auf einer Kreisbahn

Die Radialgeschwindigkeit c_{rad} eines Teilchens auf einer Kreisbahn lässt sich mit

$$c_{rad} = \frac{\rho_P - \rho_F}{\rho_F} \cdot \frac{1}{18 \cdot \nu_F} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \bar{d}_P^2 \quad (2.74)$$

beschreiben (HEISKANEN [15]). Die Tangentialgeschwindigkeit an einem Radius r ist

$$c_{tan} = r \cdot \omega \quad (2.75)$$

Das Verhältnis von örtlicher Radialgeschwindigkeit zu örtlicher Tangentialgeschwindigkeit ergibt somit für einen Partikel

$$\frac{c_{rad}}{c_{tan}} = \frac{\rho_P - \rho_F}{\rho_F} \cdot \frac{1}{18 \cdot \nu_F} \cdot \omega \cdot \bar{d}_P^2 \quad (2.76)$$

Des Weiteren ist es notwendig, dass das Partikel eine Strömungsverzögerung bzw. Strömungsbeschleunigung nachvollziehen kann. Die Folgefähigkeit eines Partikels kann durch den Bremsweg x_{Brems} ausgedrückt werden, die sich aus der maximal erwarteten Fluidgeschwindigkeit c_{max} und der Impulsansprechzeit des Partikels τ_P ergibt (siehe FAN [11]).

$$x_{Brems} = c_{max} \cdot \tau_P \quad (2.77)$$

$$x_{Brems} = c_{max} \cdot \frac{1}{18} \cdot \frac{\bar{d}_P^2 \cdot \rho_P}{\nu_F \cdot \rho_F} \quad (2.78)$$

Zusammen mit der charakteristischen Länge L^* ergibt sich die Stokes-Zahl,

$$Stk = \frac{x_{Brems}}{L^*} \quad (2.79)$$

die ein Maß für das Folgeverhalten eines Partikels darstellt. Als charakteristische Länge kann bei der PIV der Abstand genommen werden, der der Länge eines Auswertebereiches (16 bzw. 32 Pixel) entspricht.

Das Folgeverhalten gilt als ausreichend, wenn der Bremsweg geringer als die charakteristische Länge L^* ist. Somit würden sich Stokes-Zahlen kleiner 1 ergeben.

Abbildungsfehler

In der Regel wird das Folgeverhalten eines Partikels mit abnehmendem Durchmesser besser. Dem entgegen steht eine mit abnehmendem Radius schwieriger werdende Detektion des Partikels, da die Rückstrahlung des Lichtes mit abnehmender Partikelgröße nachlässt, ebenso wie die optische Darstellung des Partikels in der Abbildungsebene.

Um ein Partikel geometrisch zuzuordnen zu können, muss er auf dem CCD-Chip, also der Abbildungsebene, mindestens auf 2 Pixeln, besser aber auf 3 Pixeln abgebildet werden. Ist das Partikelabbild kleiner als ein Pixel, so kann er nur mit der Ungenauigkeit eines Pixels zugeordnet werden.

In Abbildung 2.36 ist in der linken oberen Hälfte ein Partikel mit geringem Abbildungsdurchmesser dargestellt und daraus resultierender Fehllokalisierung $\Delta x = x - x^*$ bzw. $\Delta y = y - y^*$. Die durch den Algorithmus verfälschte wiedergegebene Partikelposition und der daraus resultierende ganzzahlige Partikelversatz wird aufgrund der Spitzen bei ganzen Zahlen in der Verteilungsfunktion (Summenhäufigkeit über Pixelversatz) *Peak-Locking* genannt.

Wird das Partikel jedoch auf mehreren Pixeln abgebildet, so kann über die Helligkeitsverteilung die Position des Partikels über das Intensitätsmaximum genauer bestimmt werden (siehe Abb. 2.36 rechts unten).

Einfluss der Geschwindigkeitsverteilung

Variiert die Strömungsgeschwindigkeit über dem Bildbereich stark, variiert der Partikelversatz in gleichem Maße. Daher muss die Größe des Auswertebereichs so angepasst werden, dass eine ausreichende Anzahl an Partikeln in beiden Teilbildern in dem gleichen Auswertebereich liegen.

Mit steigender Größe des Auswertebereichs sinkt jedoch die Informationsdichte. Durch eine mehrgängige Auswertung mit abnehmender Größe des Auswertebereichs kann eine stark inhomogene Strömung durch das *Adaptive Multi Pass* Verfahren analysiert werden.

Dazu wird die Strömung zunächst mit einem ausreichend großen Auswertebereich grob erfasst. Im nächsten Schritt wird die Auswertemaske verfeinert und die Auswerteberei-

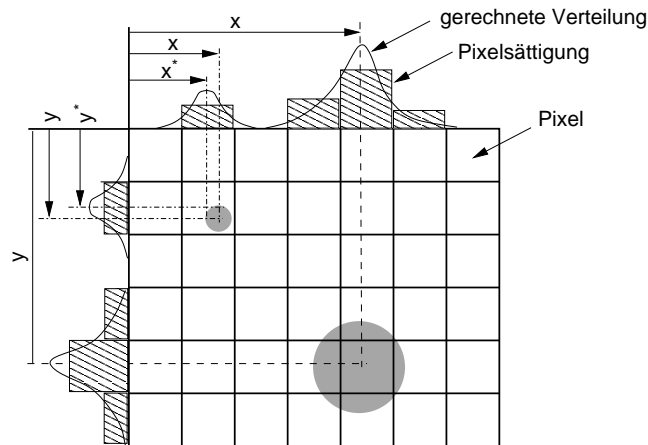


Abbildung 2.36: Abbildung und räumliche Zuordnung eines Partikels auf der Abbildungsebene (CCD-Chip) für einen Partikel mit einem Abbildungsdurchmesser kleiner als der Pixel-diagonalen (links oben) und zur exakten Lokalisierung ausreichendem Abbildungsdurchmesser (rechts unten)

che so gewählt, dass sie der mittleren Partikelbewegungsrichtung des ersten Auswertedurchgangs folgen können. Jeder weitere Schritt verfeinert die Auswertung bis eine ausreichende Informationsdichte erreicht wird. Abbildung 2.37 zeigt das *Adaptive Multi Pass Verfahren*.

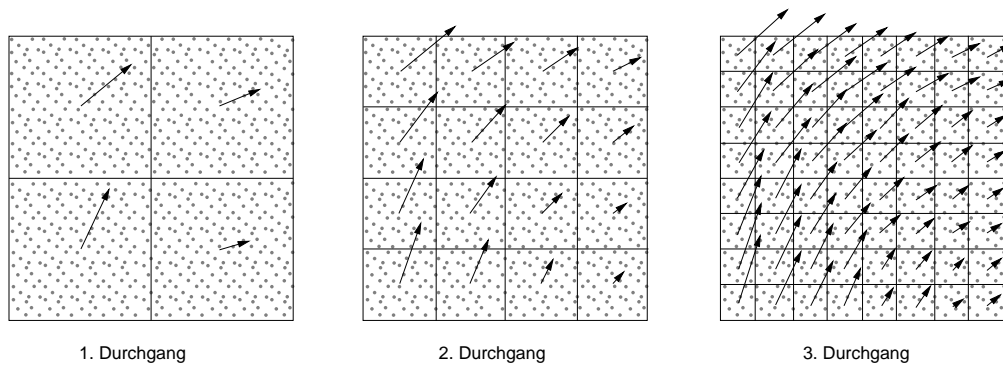


Abbildung 2.37: Verkleinerung des Auswertebereichs in 3 Schritten beim *Adaptive Multi Pass Verfahren*

Einfluss des dreidimensionalen Charakters der Strömung auf ein „quasi“-zweidimensionales Messverfahren

Wie aus Abbildung 2.33 ersichtlich, können mit diesem Messaufbau nur die scheinbare Geschwindigkeit des Partikels in der (Laser-)Strahlebene erfasst werden. Die Komponente der dritten (z-)Achse kann nicht berücksichtigt werden. Bei ausgeprägter „dreidimensionaler“ Strömung führt dies zu einem messtechnischen Problem, da das Partikel zwischenzeitlich den Bereich der Ausleuchtung in Richtung der dritten Achse verlassen haben kann. Darüber hinaus muss das reale Strömungsverhalten bei der Auswertung der PIV-Resultate berücksichtigt werden.

In vielen Fällen ist jedoch eine Geschwindigkeitskomponente gegenüber den Hauptströmungsrichtungen vernachlässigbar, so dass die Auswertung auf die Hauptströmungsrichtungen beschränkt werden kann.

Kann keine Hauptströmungsrichtung ausgemacht werden oder besitzt die Strömung einen ausgeprägten dreidimensionalen Charakter, so kann mit Hilfe zweier, um den Winkel γ zur optischen Senkrechten versetzter Kameras, die Strömung stereoskopisch untersucht werden (siehe Abb. 2.38). Die dritte Geschwindigkeitskomponente ergibt sich dabei aus den unterschiedlichen, scheinbaren Bewegungsrichtungen der Partikel in den Teilaufnahmen.

Aufgrund des komplizierteren Messaufbaus und den damit verbundenen Einschränkungen eignet sich die stereoskopische PIV (Stereo-PIV) nur bei optisch sehr gut zugänglichen Strömungskanälen.

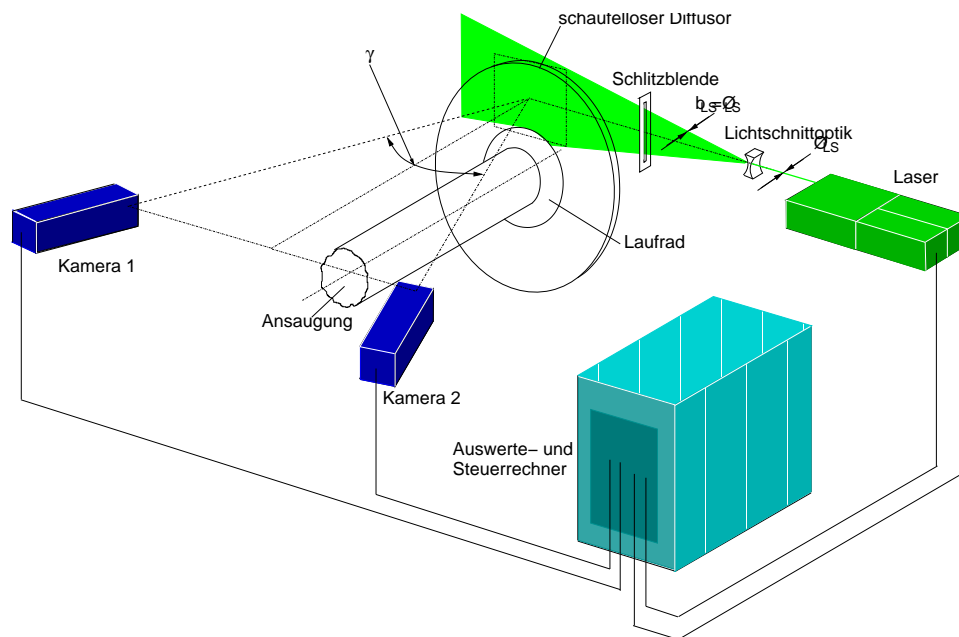


Abbildung 2.38: Stereo-PIV mit zwei aus der optischen Senkrechten um den Winkel γ gedreht angeordneten Kameras

3 Versuchsaufbau

3.1 Allgemeiner Versuchsaufbau

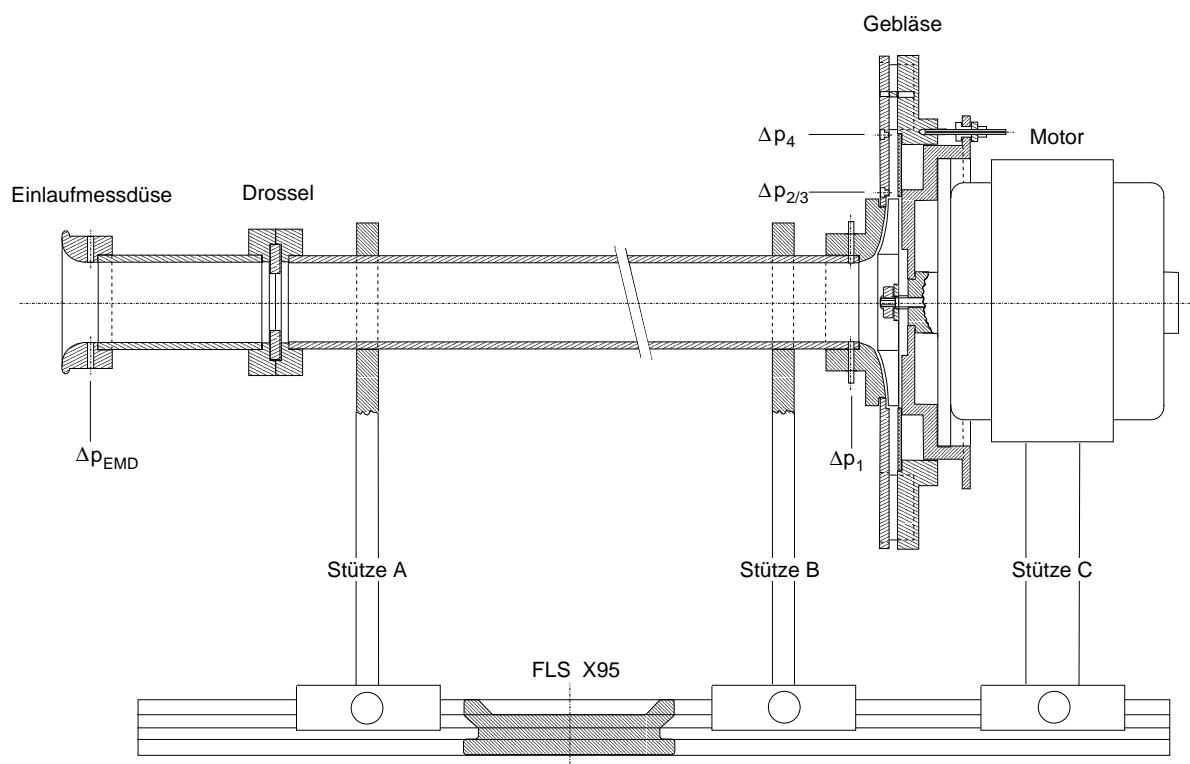


Abbildung 3.1: Aufbau des Gebläseversuchsstandes mit beschaukeltem Gebläse und Anordnung der Druckmessstellen

In Abbildung 3.1 ist das Gebläse mit der Ansaugung dargestellt. Abbildung 3.2 zeigt den gesamten Versuchsstand mit Teilen des Messaufbaus.

An das Gebläse angeschlossen ist die saugseitige Drossel (Stelle 3 in Abbildung 3.2) mit der entsprechenden Beruhigungsstrecke (2) und der vorgeschalteten Einlaufmessdüse (4).

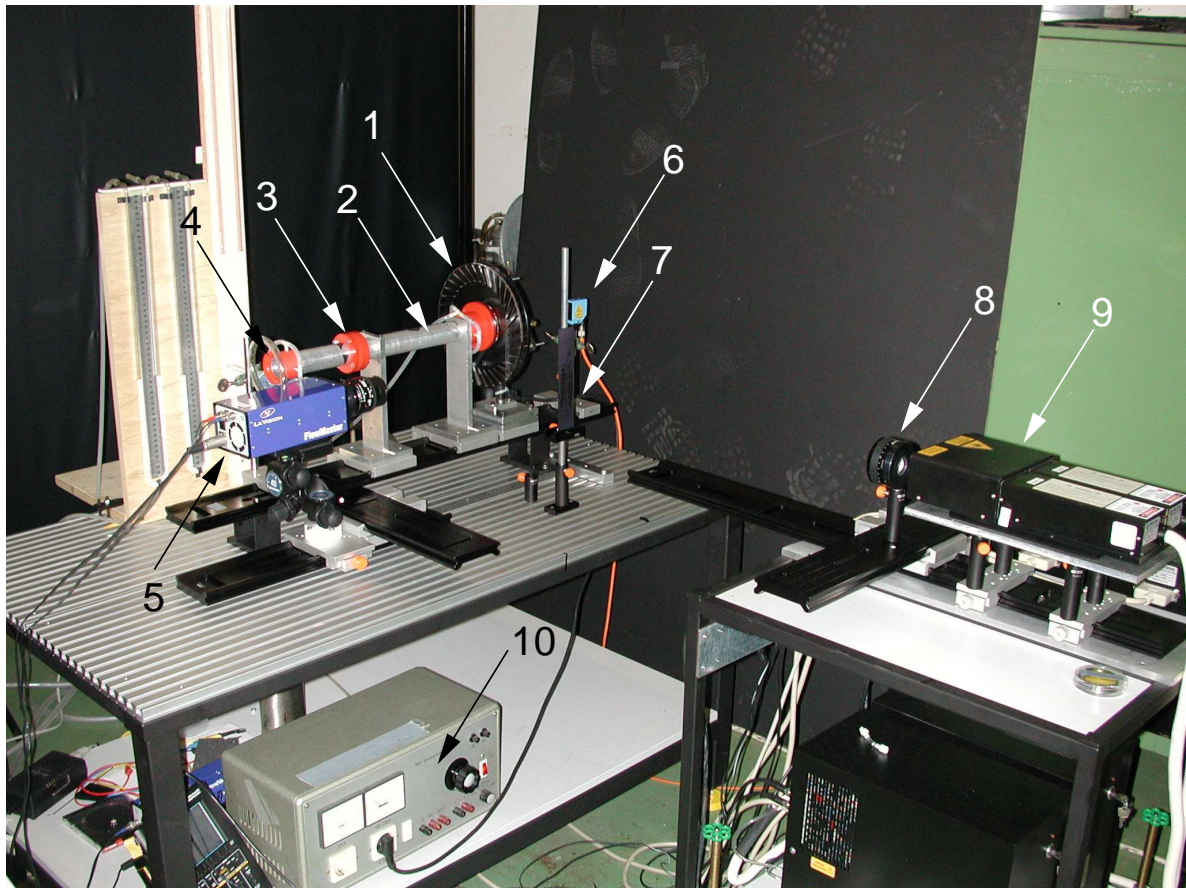


Abbildung 3.2: Bild des Versuchszustandes (1 Gebläse mit Diffusor, 2 Ansaugstrecke, 3 Drossel, 4 Einlaufmessdüse, 5 PIV-Kamera, 6 Drehzahlmesser, 7 Spaltblende, 8 Laser-Lichtschnittoptik, 9 Doppelpuls-Laser, 10 Stelltransformator, nicht sichtbar: Auswerte- und Steuerrechner sowie Leistungsmesser)

Die Messstrecke ist in Anlehnung an DIN 24163 [4] aufgebaut. Da ein Teil der Partikel auf den Wandungen im Gebläse haftet, sollte das Gebläse zu Reinigungszwecken leicht demontierbar sein. Bei unbeschaukeltem wie beschaukeltem Diffusor kann die Frontseite mitsamt der Saugstrecke mit den Stützen A und B auf einem X-95 Flachprofil (FLS X95) verschoben werden. Aufgrund des Profils ist eine genaue axiale Ausrichtung der Gebläse- teile gewährleistet. Druckmessstellen befinden sich in der Viertelkreis-Einlaufmessdüse (Δp_{EMD}) am Gebläseintritt (Δp_1), am Eintritt in den Diffusor ($\Delta p_{2/3}$) sowie am Eintritt in den beschaukelten Diffusorteil (Δp_4). Die Druckaufnahme erfolgt mit Differenzdruck- sonden der Firma Testo.

Die Messung des Volumenstroms mit der Viertelkreis-Einlaufmessdüse mit einem Rohrdurchmesser d_0 von 40 mm (siehe Abb. 3.3) erfolgt nach DIN 24163. Da die Berechnung nach DIN aber einen Mindestdurchmesser der Messdüse von 80 mm vorschreibt, wurde

mittels eines Prandl-Staurohres unter Berücksichtigung eines Korrekturfaktors für Rohrströmungen, die Einlaufmessdüse bei verschiedenen Volumenströmen kalibriert. Die Abweichungen im Volumenstrom gemessen mit der Einlaufmessdüse und dem Prandl-Staurohr ergaben einen Korrekturfaktor von 1,03 über den gesamten Volumenstrombereich. Abbildung 3.4 zeigt den Vergleich der Volumenstrommessungen mit der Einlaufmessdüse und dem Prandl-Staurohr.

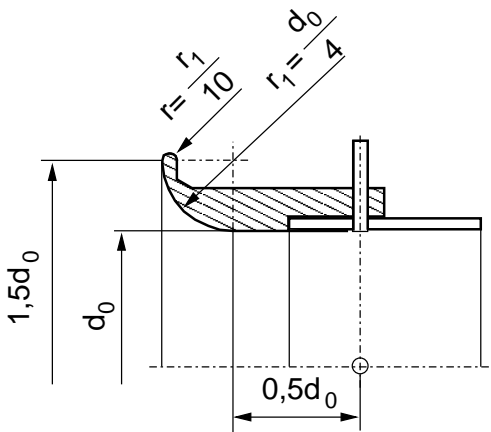


Abbildung 3.3: Viertelkreis-Einlaufmessdüse (EMD) nach DIN 24163 [4]

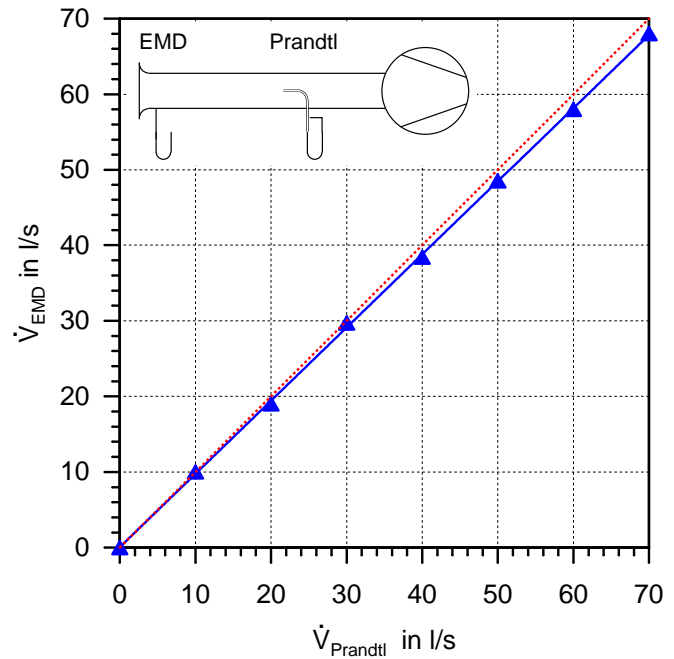


Abbildung 3.4: Vergleich der Volumenstrommessung mittels Einlaufmessdüse (EMD) und Prandtl-Staurohr

Die Antriebsdrehzahl wird an dem gebläseabgewandten Motorwellenstummel über eine Reflektionslichtschranke (6) aufgenommen, von einem Optokoppler aufbereitet und an ein Oszilloskop zur Drehzahlangabe und zur PIV-Auswerteeinheit zur Triggerung weitergeleitet. Die Drehzahlmessung mittels Lichtschranke konnte bis zur Maximaldrehzahl des Motors von 42000 min^{-1} eingesetzt werden. Getriggerte Bildreihen des frei drehenden Rotors lassen Drehzahlen des Motors von 32000 min^{-1} zu, ohne dass sich die Rotorstellung um mehr als $\pm 2^\circ$ verschiebt.

3.1.1 Laufrad und Antrieb

Das Gebläse (1) besteht aus einem Radiallaufrad mit Deckplatte und unverwundenen Blehschaufeln konstanter Dicke, das fliegend auf der Welle des Antriebsmotors befestigt ist. Das komplette Laufrad besteht aus Aluminiumblech.

Abbildung 3.5 zeigt das verwendete Laufrad. In Tabelle 3.1 sind die Daten des Laufrades und des Motors zusammengefasst. Die Blehschaufeln sind an Vorder- und Hinterkante nicht weiter bearbeitet bzw. abgerundet. Der Verlauf der Schaufelhöhe ist so gewählt, dass der Querschnitt und somit die Meridiangeschwindigkeit im Laufradkanal nahezu konstant bleibt. Das Laufrad ist am Eintritt ohne Nase (Spinner) ausgeführt, so dass die Strömung am Eintritt nicht durch die Nabe gelenkt wird.

Das Laufrad ist, trotz seines einfachen konstruktiven Aufbaus, repräsentativ für diese Leistungsklasse.

Als Antriebsmotor dient ein 240 V Wechselstrommotor, der das Laufrad direkt antreibt. An den Motor angeflanscht ist der motorseitige Gebläseteil inklusive des Verstellmechanismus.

Der Motor wird über einen Stelltrafo (10) gespeist, der in den Bereichen 0-120 V und 120-240 V stufenlos regelbar ist. Die elektrische Leistungsaufnahme des Motors wird über einen Leistungsmesser bestimmt.

3.1.2 Allgemeine Messtechnik

Abbildung 3.6 zeigt ein Prinzipschaltbild mit den ständigen Messeinrichtungen. Während der PIV-Messungen werden statt der *Testo*-Druckmesssensoren wassergefüllte U-Rohrmanometer für die Druckaufnahme verwandt, um die Sensoren nicht dem Partikelfluid aussetzen zu müssen, da das verwendete DEHS Kunststoffe und Klebeverbindungen angreifen und auflösen kann.

3.2 Der unbeschauelte Diffusor

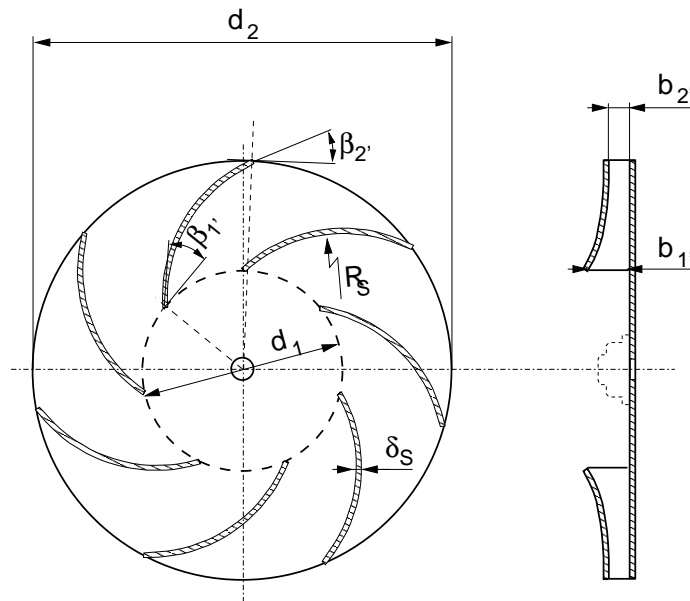


Abbildung 3.5: Laufrad des verwendeten Gebläses

Innendurchmesser Ansaugrohr	d_0	mm	40
Eintrittsdurchmesser Laufrad	d_1	mm	42
Eintrittsbreite Laufrad	$b_{1'}$	mm	12
Eintrittsschaufelwinkel	$\beta_{1'}$	°	31
Austrittsdurchmesser Laufrad	d_2	mm	91
Austrittsbreite Laufrad	$b_{2'}$	mm	5,6
Austrittsschaufelwinkel	$\beta_{2'}$	°	37,5
Schaufelzahl Laufrad	$z_{Laufrad}$	-	7
Kreisbogenradius Schaufel	R_S	mm	35,6
Schaufeldicke	δ_S	mm	1,5
Auslegungsdrehzahl	n_{Ausl}	1/min	24000
Auslegungsvolumenstrom	\dot{V}_{Ausl}	l/min	55
Nennleistungsaufnahme des Motors	P_{el}	W	750
Maximaler Wirkungsgrad des Motors	η_{mot}	-	0,68

Tabelle 3.1: Daten des Laufrades sowie des verwendeten Motors

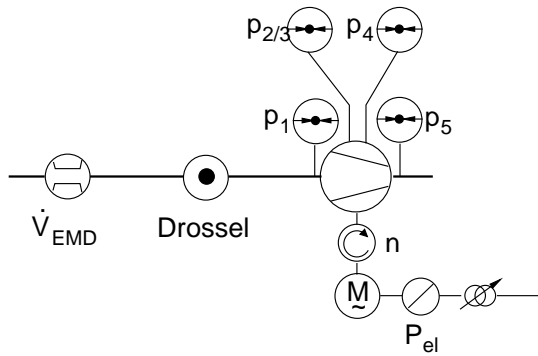


Abbildung 3.6: Anlagenschaltbild mit ständigen Messeinrichtungen

Eintrittsdurchmesser Diffusor	d_3	92	mm
Eintrittsbreite Diffusor	b_3	5,6	mm
Austrittsdurchmesser Diffusor	d_4	230	mm
Austrittsbreite Diffusor	b_4	0 - 20	mm
Durchmesserverhältnis	d_4/d_3	2,5	
Diffusorlänge	$L = (d_4 - d_3)/2$	69	mm
Längenverhältnis	L/b_3	12,32	
Auslegungsvolumenstrom	\dot{V}_{AP}	55	l/min
Stat. Druckdifferenz im AP	$\Delta P_{AP1 \rightarrow 5}$	3200	Pa
Anlagenwirkungsgrad im AP	η_{AP}	≈ 32	%

Tabelle 3.2: Weitere Daten des Gebläses mit unbeschaukeltem Diffusor (siehe auch Tabelle 3.1)

Die Versuche am unbeschaukelten Diffusor dienen dazu,

1. die sich einstellenden Strömungswinkel im unbeschaukelten Diffusor zu bestimmen,
2. zu untersuchen, ob sich die Rückströmungen tatsächlich zuerst am Austritt ausbilden und dann stromaufwärts wandern.

Mit der Hilfe der stereoskopischen PIV sollten daher neben der Geschwindigkeitsverteilung auch die Strömungswinkel gemessen werden.

Dazu wurde ein Diffusor mit motorseitig flexibler Rückwand gebaut (siehe Abb. 3.7, Tab. 3.2 und Abb. 3.8), der aufgrund der Anpassungsfähigkeit an die Abströmung über ein sehr hohes Durchmesserverhältnis $d_4/d_3 \approx 2,5$ verfügen kann.

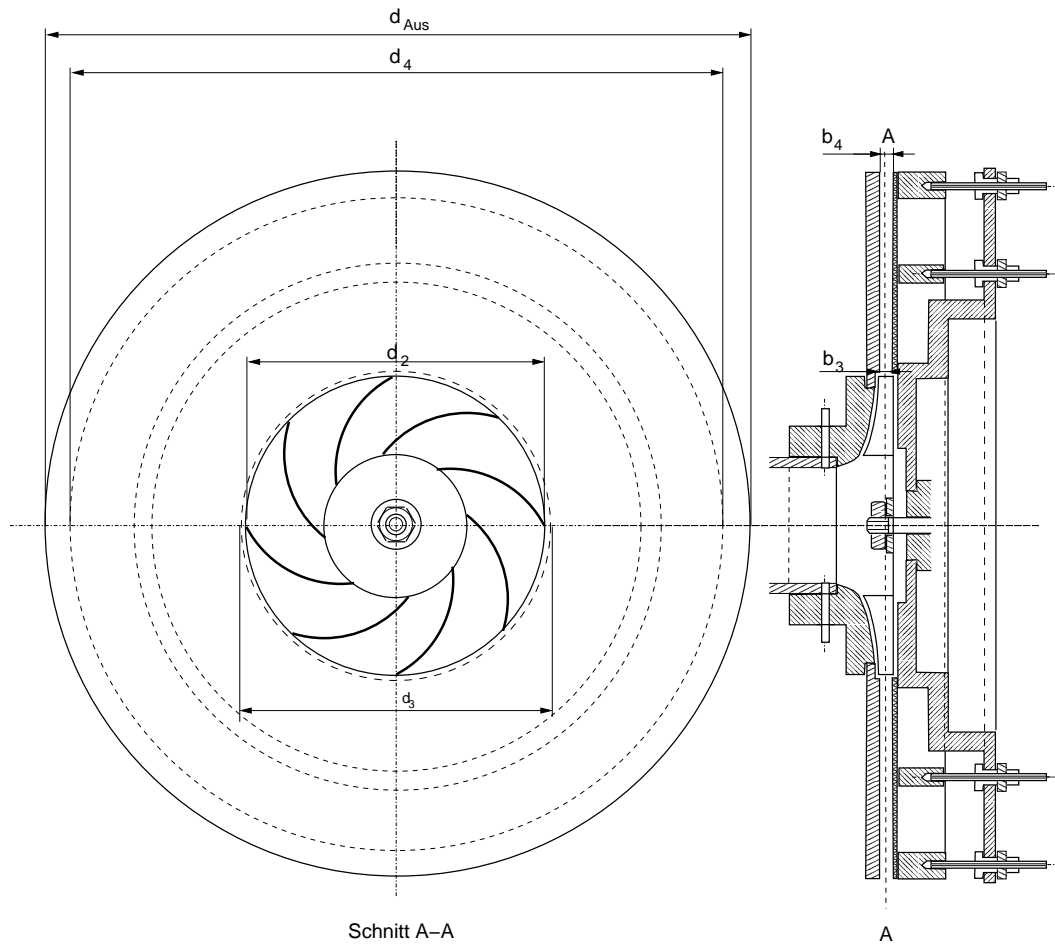


Abbildung 3.7: Der unbeschaufelte Diffusor

Die saugseitige Diffusorwand ist aus durchsichtigem Kunststoff gefertigt, um den optischen Zugang für die PIV-Messungen zu gewährleisten. Die flexible Rückwand besteht aus schwarzem, wenig reflektierendem Weichgummi. Die Materialstärke wurde so hoch gewählt, dass die Membran noch flexibel ist, gleichzeitig aber auch ausreichend steif, um im Betrieb ein Flattern zu verhindern. Aufgrund der hohen Radienverhältnisse wird die flexible Rückwand zusätzlich zwischenunterstützt, um Flattern und Ausbeulungen im Betrieb zu vermeiden.

Zudem sollen die durch die Verstellung entstehenden Radien im Bereich des Einlasses, der Zwischenunterstützung, sowie des Austrittes nicht zu klein sein.

Durch eine entsprechende Materialstärke und Steifigkeit des Materials werden scharfe Knicke im Falle einer Aufweitung gerade im Bereich des Diffusoreintritts vermieden und somit die Gefahr des Strömungsabrisses im Bereich des Diffusoreintritts vermindert.

Abbildung 3.9 zeigt den Verlauf des Strömungsquerschnitts für verschiedene Austritts-

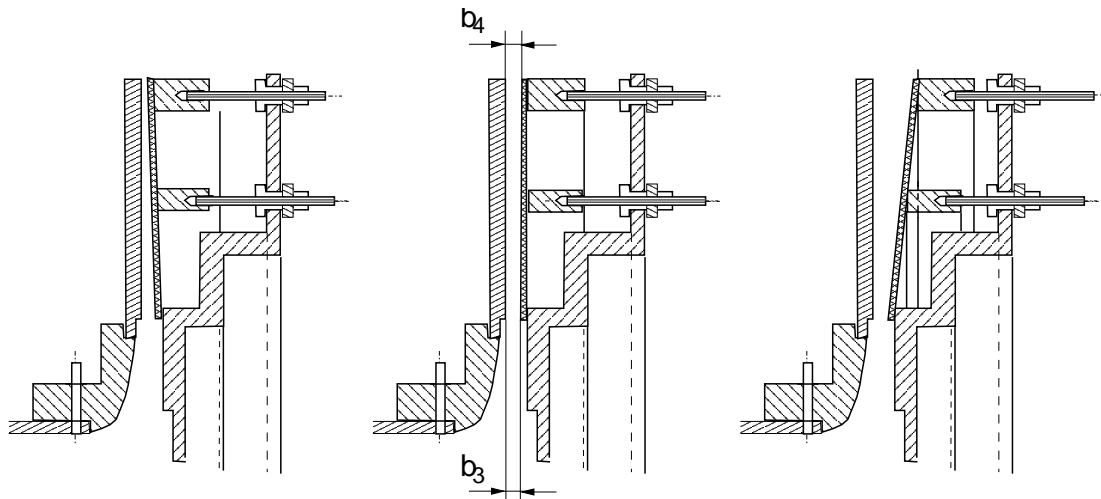


Abbildung 3.8: Verstellung des unbeschaukelten Diffusors

breiten b_4 . Die bezogenen Austrittsquerschnitte A_4/A_3 variieren zwischen 0,69 und 3,94. Die Meridiangeschwindigkeit kann über einen weiten Bereich variiert werden und somit auch die „Partikelflugbahn“ verlängert bzw. verkürzt werden. Dadurch kann über einen weiten Bereich eine angepasste Diffusorlänge eingestellt werden.

3.2.1 PIV im unbeschaukelten Diffusor

Für den unbeschaukelten Diffusor wurde ein stereoskopischer PIV-Aufbau gewählt, um die *out of plane* Komponente, also die Geschwindigkeitskomponente senkrecht zum Lichtschnitt, mit zu erfassen.

Aufgrund der parallel zur Ansaugung liegenden optischen Mittelachse wurde der Mesort gemäß Abbildung 3.10 gewählt.

Der Winkel zwischen der optischen Mittelachse (Lot der Messebene) und der optischen Achse der Kamera beträgt 35° . Dieser Wert weicht von der optimalen Einstellung von 45° ab [24], da sich bei größeren Winkeln die Reflexionen an Rückwand und Plexiglasplatte deutlich verstärken und somit zu einer Überstrahlung des Partikelstreulichtes führen. Generell bewirkt eine nicht zu vermeidende Beleuchtung der Plexiglas-Diffusorfront Lichtreflexe an Kratzern und Unregelmässigkeiten auf der Frontplatte, deren störender Einfluss mit Abweichung von der Mittelachse zunimmt.

Partikelzugabe und Verteilung

Bereits bei Vorversuchen hatte sich gezeigt, dass eine ungleichmässige Partikelverteilung zu Partikelbildern geringer Qualität führt. Die anfangs gewählte Methode, die Partikel-

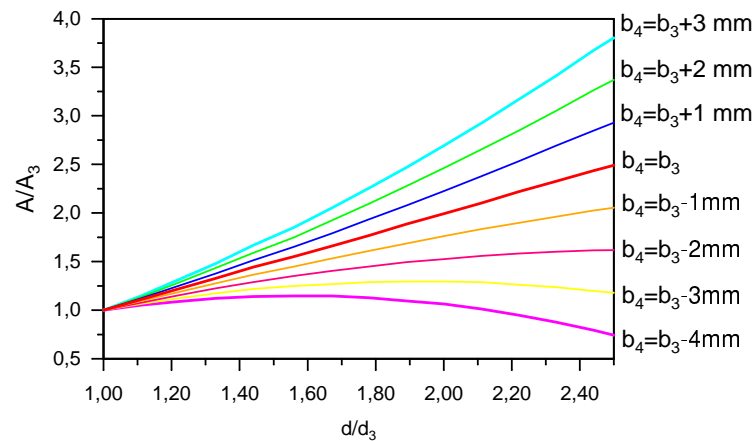


Abbildung 3.9: Änderung des Strömungsquerschnittes zwischen Diffusorein- und Diffusorausstritt für Breitenänderungen von -4 bis +3mm

zugabe in einer Ansaugkammer mit entsprechend niedriger Strömungsgeschwindigkeit durchzuführen, führte zu stark schwankenden Partikeldichten in der Bildebene. Dies resultierte aus einer ungleichmässigen Verteilung der Partikel in der Ansaugkammer.

Wird die Ansaugkammer weggelassen, können die Partikel der Strömung im Saugrohr über Bohrungen zugegeben werden, was zu verstärkten Agglomerationen und zu hohen Partikelkonzentrationen in den Wandbereichen führte.

Als dritte praktikable Möglichkeit bietet sich die Partikelzugabe mittels Ringdistributor (siehe Abb. 3.11) unmittelbar vor dem Einlauf in die Messstrecke an. Die Partikel verlassen dabei den Ringdistributor mit geringer Geschwindigkeit über zahlreiche kleine Austrittsöffnungen, die die Partikel über den Umfang verteilt in verschiedene Raumrichtungen abgeben.

Da die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Partikel und der der Ansaugung zuströmenden Luft gering ist, kommt es nicht zu Agglomerationen der Partikel. Darüber hinaus führt die gleichmässige Verteilung über den gesamten Bereich der Zuströmung zu einer gleichmässigen Partikeldichte im Experiment.

Durch die gleichmässiger Partikelverteilung des Ringdistributors wurde die Filmbildung des Partikelfluids auf der Frontscheibe sowie der Membran vermindert, was zu besseren optischen Ergebnissen der PIV führte.

Eine Zugabe der Partikel mittels Ringdistributor im Ansaugbereich lieferte sogar im Bereich der minimalen Volumenströme eine gleichmäßige und ausreichende Partikeldichte.

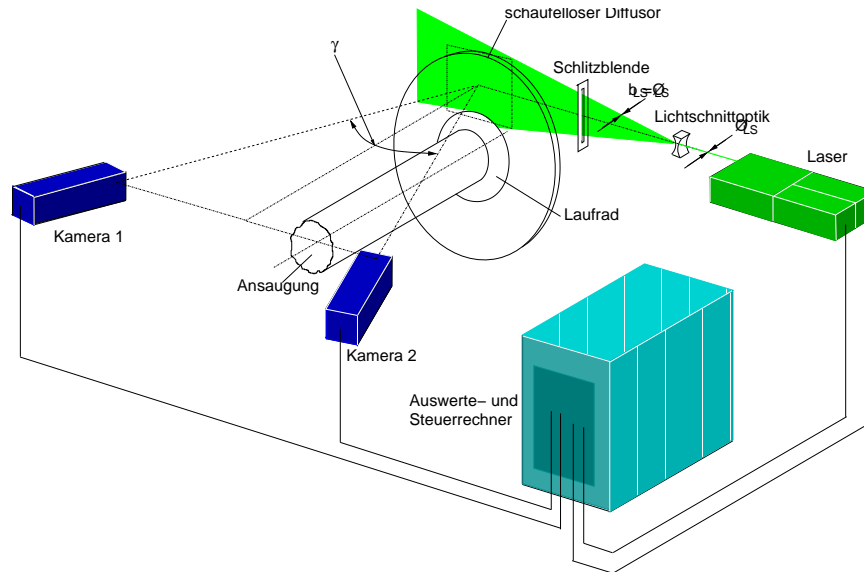


Abbildung 3.10: Stereoskopie-PIV

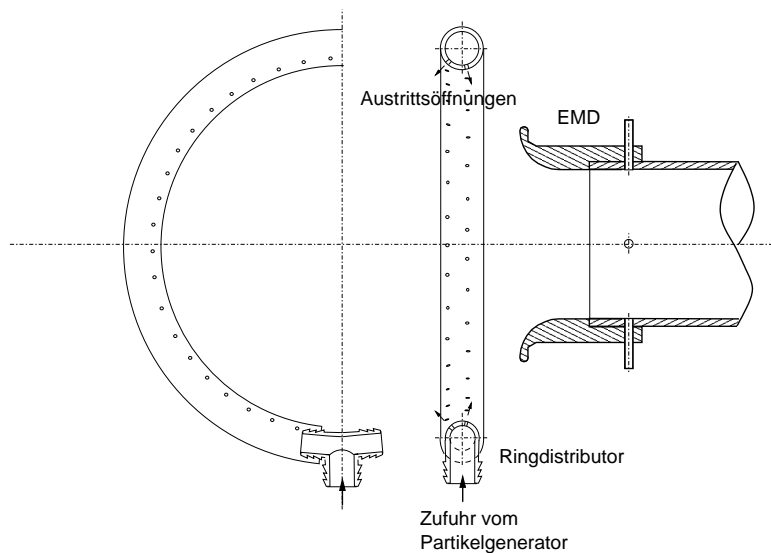


Abbildung 3.11: Ringdistributor zur gleichmäßigen Partikelverteilung vor der Einlaufmessedüse

Partikelfolgeverhalten

Da die Partikel der Strömung durch den Diffusor folgen sollen, sollte die Abweichung von Stromlinie und Partikelflugbahn gering sein.

Mit dem Geschwindigkeitsverhältnis c_{rad}/c_{tan} nach Gleichung 2.76 ergibt sich die relative Abweichung des Partikels mit dem Dichteverhältnis $\rho_P/\rho_L \approx 660$ bei einer Drehzahl von 24000 min^{-1} und dem mittleren Partikeldurchmesser $\bar{d}_P = 0,5 \mu\text{m}$ von nur ca. 0,023%. Dieser Wert ist hinsichtlich des Folgeverhaltens akzeptabel [25].

Durch Wirbel innerhalb der Strömung können die Partikel von ihrer Flugbahn abgelenkt werden. Aufgrund der gegenüber dem Strömungsmedium höheren Dichte reagieren sie daher auf Richtungsänderungen träger. Die Stokes-Zahl nach Gleichung 2.79 kann darüber Aufschluss geben, ob die Richtungsänderung so rasch erfolgt, dass die Verzögerungsstrecke unter der systembedingten Auflösung liegt. Bei einer Partikelgeschwindigkeit von 100 m/s beträgt der Bremsweg x_{Brems} der verwendeten Partikel ca. 0,06 mm.

Aus der horizontalen Kantenlänge der Bildebene von 100 mm, der entsprechenden Pixelanzahl des CCD-Chips von 1024 und der Kantenlänge des Auswertebereichs von 32 Pixeln ergibt sich eine minimale Auflösung in der Bildebene von 3,125 mm.

Somit kann die charakteristische Länge zu $L^* = 3,125$ mm gesetzt werden.

Damit ergibt sich eine Stokeszahl von

$$Stk = \frac{0,06}{3,2} \approx 0,0192 \quad \text{bzw.} \quad (3.1)$$

$$1/Stk \approx 52,1 \quad . \quad (3.2)$$

Dies bedeutet, dass z. B. ein Wirbel mit einem Durchmesser von weniger als 3,125 mm nicht durch das PIV-System abgebildet werden während die Partikel selbst Bewegungen folgen würden, die aufgrund der charakteristischen Länge L^* um den Faktor 50 unter der „Auflösung“ liegen.

Modifikationen des Versuchsaufbaus

Um eine Partikelagglomeration im Verlaufe der Ansaugung zu vermindern, wurde die Beruhigungsstrecke nach der Drossel schrittweise auf 430 mm verkürzt, ohne dass sich Änderungen im Kennfeld in einem Betriebspunkt durch erhöhte Einlaufturbulenzen ergaben.

Durch diese Maßnahme konnte die Benetzung der Frontscheibe herausgezögert werden, so dass die Zahl der Aufnahmen auf bis zu 80 heraufgesetzt werden konnte. Bei mehr als 80 Aufnahmen bildet sich ein Film auf der Frontscheibe, der die Bildqualität negativ beeinflusst und damit die PIV-Auswertung deutlich erschwert bzw. in Teilen unmöglich macht.

Durch die Diffusorverstellung muss die Lage des Lichtschnittes variiert werden, da bei konvergentem Diffusor der Austrittsquerschnitt, der zugleich Lichteintritt ist, teilweise versperrt ist. Dadurch bedingt musste die Messung zur Vorderwand hin verschoben werden. Bei divergentem Diffusor sind Messungen in der mittleren Breite des Diffusors

möglich, ebenso wie zur Rückwand versetzte Messungen.

Abbildung 3.12 zeigt die Lage der Lichtschnitte für drei Diffusorgeometrien.

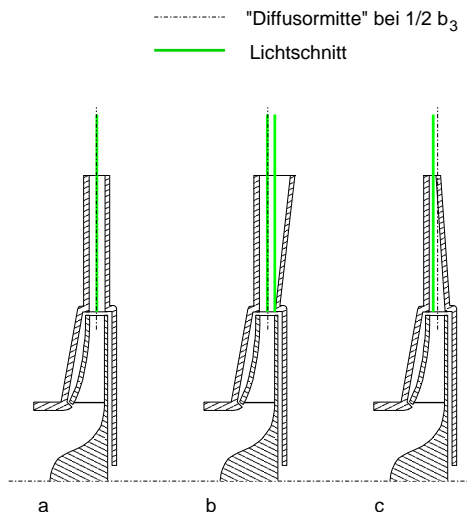


Abbildung 3.12: Lage der Lichtschnitte bei parallelem (a), divergentem (b) und konvergentem (c) Diffusor

Durch den geringen Abstand der Vorder- und Rückwand des Diffusors kam es zu starken Reflexionen des Lichtschnittes in Richtung der Kameras. Hauptgrund hierfür ist die Dicke des Laserstrahls und die sich ebenfalls dadurch einstellende Dicke des Lichtschnittes von ca. 3 mm. Das durch Streuungen an der Zylinderlinse und durch Divergenz des Laserstrahls erzeugte Streulicht führt somit zu Überblendungen der Partikel. Durch eine Schlitzblende mit einer Schlitzbreite von 1 mm wird zwar die Gesamtlichtmenge deutlich reduziert, gleichzeitig aber das gesamte Streulicht vom Experiment ferngehalten. Somit waren auch PIV Aufnahmen in unmittelbarer Wandnähe möglich.

Partikelbildaufnahme und Berechnung der Vektoren

Die Aufnahme der Bilder erfolgte mit 2 Kameras Flowmaster III der Firma LaVision. Beide Kameras sind mit Nikon-Objektiven mit einer Brennweite von 50 mm ausgestattet.

Die Steuerung und die Auswertung der Partikelbilder erfolgt mit dem Programm Davis 6.1, ebenfalls von LaVision. Die Berechnung der Geschwindigkeitsvektoren wird erst für ein Pixelfeld von 132x132 Pixel, und dann stufenweise mit dem *Adaptive Multi-Pass* Verfahren auf eine Feldauswertegröße von 16x16 Pixel reduziert, da das Geschwindigkeitsfeld stark unterschiedliche Geschwindigkeiten aufweist.

Somit können auch Pixel für die Berechnung der Geschwindigkeitsvektoren herangezogen werden, die bei einer konstanten Feldauswertegröße von 16 Pixeln das Feld verlassen haben könnten.

Ein Maß für die Güte der PIV-Auswertungen ist die Änderung der Standardabweichung RMS (engl. *root mean square*) einer Einzelauswertung bezogen auf die mittlere Abweichung der Gesamtanzahl der Aufnahmen.

Der RMS-Wert ist stark von der Ungleichförmigkeit (und der Turbulenz) der Strömung abhängig, somit ist ein RMS-Wert einer stark instationären Strömung, wie sie im Bereich der Pumpgrenze auftritt, deutlich höher als der einer eher gleichförmigen Diffusorströmung nahe des Auslegungspunktes. Daher dient die bezogene Änderung des RMS-Wertes als Maß für die Güte der Auswertung.

Abbildung 3.13 zeigt den Verlauf der bezogenen Änderung des RMS-Wertes über die Anzahl der Aufnahmen. Es wird ersichtlich, dass die mittleren Änderungen bereits bei der Auswertung von 40 Aufnahmen unter 5% liegen und darunter gegen einen Wert von ca. 2% zustreben. Die Anzahl der Aufnahmen für die Auswertungen im Rahmen dieser Arbeit lagen zwischen 60 und 80 Aufnahmen. Damit wird der Bereich der Messgenauigkeit des Systems erreicht.

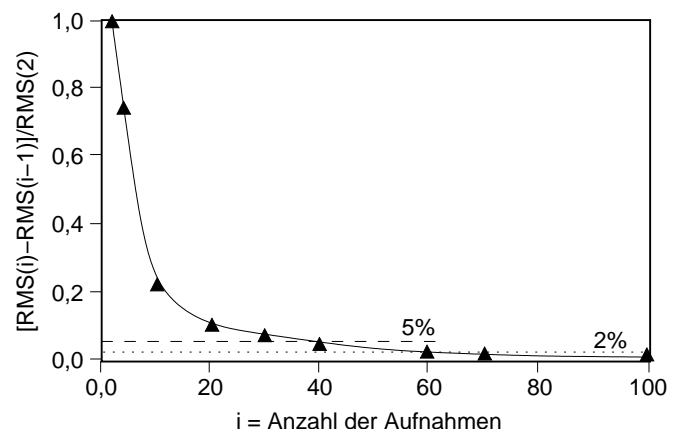


Abbildung 3.13: Verlauf der bezogenen Änderung des RMS-Wertes über die Anzahl der Aufnahmen i

Anzahl der Aufnahmen	60 -80
Größe der Bildebene (B x H)	100 mm x 80 mm
Aufnahmefrequenz	2,4 Hz
Zeitversatz Δt	12-30 ms
Spaltbreite Schlitzblende	1 mm
Partikel	DEHS (DOS) Di-2-Ethylhexyl-Sebacat (flüssig)
mittlere Partikelgröße \bar{d}_P	0,5 μm
Partikeldichte ρ_P	870 kg/m ³
Partikelgenerator	TOPAS ATM 230

Tabelle 3.3: PIV Daten

3.3 Der teilbeschaufelte Diffusor

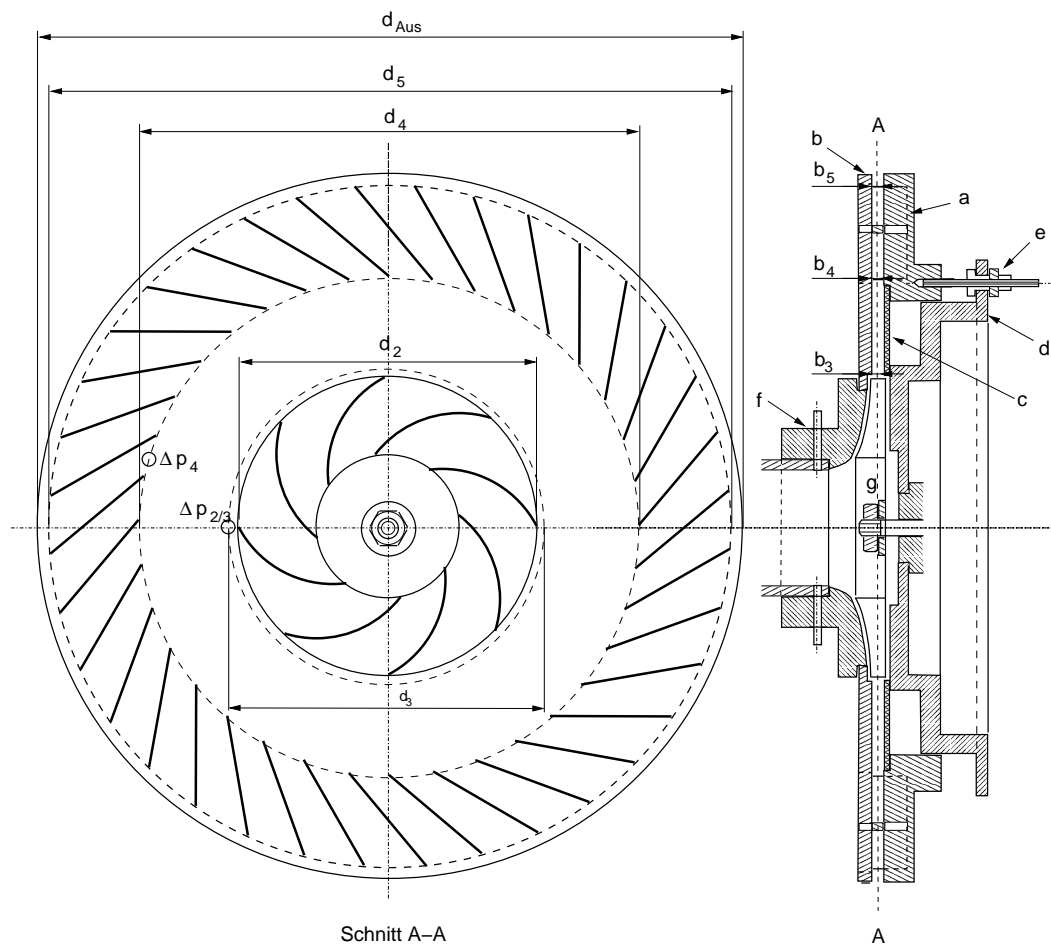


Abbildung 3.14: Radialgebläse mit teilbeschaufeltem, verstellbarem 48°-Diffusor

Schaufelwinkel	α_{4S}	°	48
Schaufelzahl	n_{LS}	1	36
Schaufeldicke	b_S	mm	1,5
Eintrittsdurchm. unbesch. Diffusor	d_3	mm	92
Eintrittsbreite Diffusor	b_3	mm	5,6
Eintrittsdurchm. besch. Diffusor	d_4	mm	170
Austrittsdurchm. besch. Diffusor	d_5	mm	230
Austrittsdurchm. Diffusor	d_{Aus}	mm	240
Austrittsbreite Diffusor	b_4, b_5	mm	0,5 - 20
Diffusorlänge	$L_{4' \rightarrow 5'}$	mm	37
Radienverhältnis unbesch. Diffusor	r_4/r_3	1	1,85
Radienverhältnis besch. Diffusor	r_5/r_4	1	1,35
Öffnungsverhältnis	w_5/w_4	1	1,55
Diffusorweite Eintritt	w_4	mm	11,4
Diffusorweite Austritt	w_5	mm	17,7
Längenverhältnis	L/w_4	1	3,25
Äquivalenter Diffusoröffnungswinkel	2δ	°	10,0
Auslegungsvolumenstrom	\dot{V}_{AP}	l/min	55
Stat. Druckdifferenz im AP	$\Delta P_{AP1 \rightarrow 5}$	Pa	4100
Anlagenwirkungsgrad im AP	η_{AP}	%	≈ 41

Tabelle 3.4: Daten des Gebläses mit teilbeschaufeltem Diffusor (siehe auch Tabelle 3.1)

Die Diffusorströmung sollte sich im Bereich zwischen anliegender und beginnender lokaler Ablösung bewegen, um einen optimalen Druckaufbau zu erreichen. Da die Zuströmung aus dem Laufrad über den ganzen Betriebsbereich über ein ausgeprägtes Strahl-Totwasser-Verhalten verfügt, muss sie als stark inhomogen angesehen werden. Daher muss eine ausreichende Sicherheit gegen induzierte Ablösungen aufgrund stark schwankender Diffusorzuströmung sowie durch eine Ausbildung entsprechender Grenzschichten aus dem Laufrad gegeben sein.

3.3.1 PIV im teilbeschaufelten Diffusor

Wie sich bei den Messungen des unbeschaufelten Diffusors ergeben hat, ist die axiale Komponente gegenüber der Meridian- und Umfangskomponente aufgrund der geringen

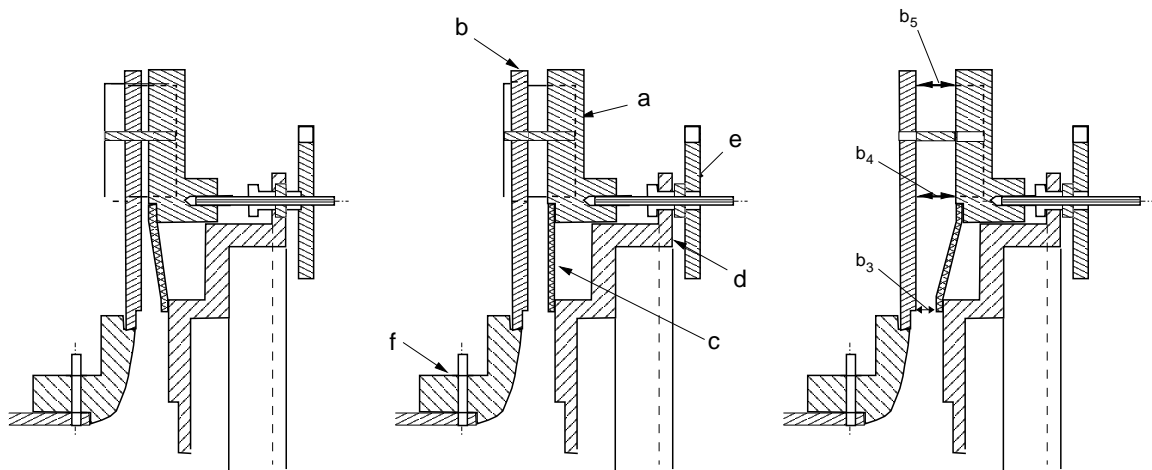


Abbildung 3.16: Verstellung des Diffusors

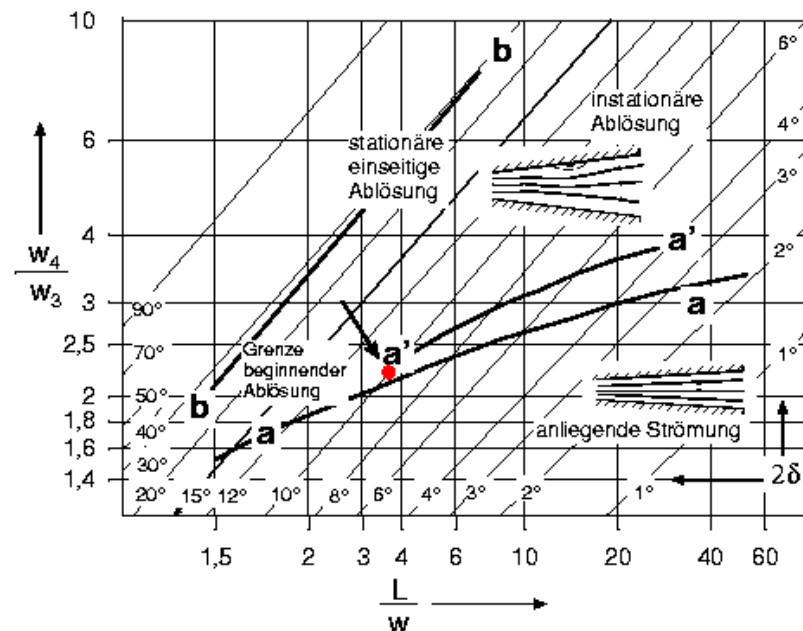


Abbildung 3.17: Einordnung des beschaufelten Diffusors in das Diffusordiagramm nach COCKRELL bzw. FOX und KLINE

Geschwindigkeit vernachlässigbar. Aufgrund dieser Tatsache und wegen des beschränkten optischen Zugangs im beschaufelten Bereich des Diffusors wurde ein PIV-Aufbau mit nur einer Kamera (2D-PIV) gewählt, der nur die beiden Komponenten erfassen kann, die in der Ebene des Lichtschnittes (*in plane*) liegen. Um einen Schaufelkanal ausreichend ausleuchten zu können, muss die Lichtschnittachse möglichst parallel zu einer Kanalmittelachse liegen. Somit ist stets nur ein Kanal ohne Abschattung auszuleuchten. Bei einem stereoskopischen Aufbau würden die Schaufeln zusätzlich einen Teil des Kanals abdecken, so dass die Auswertung eines Kanals nur in einer Kernzone möglich wäre.

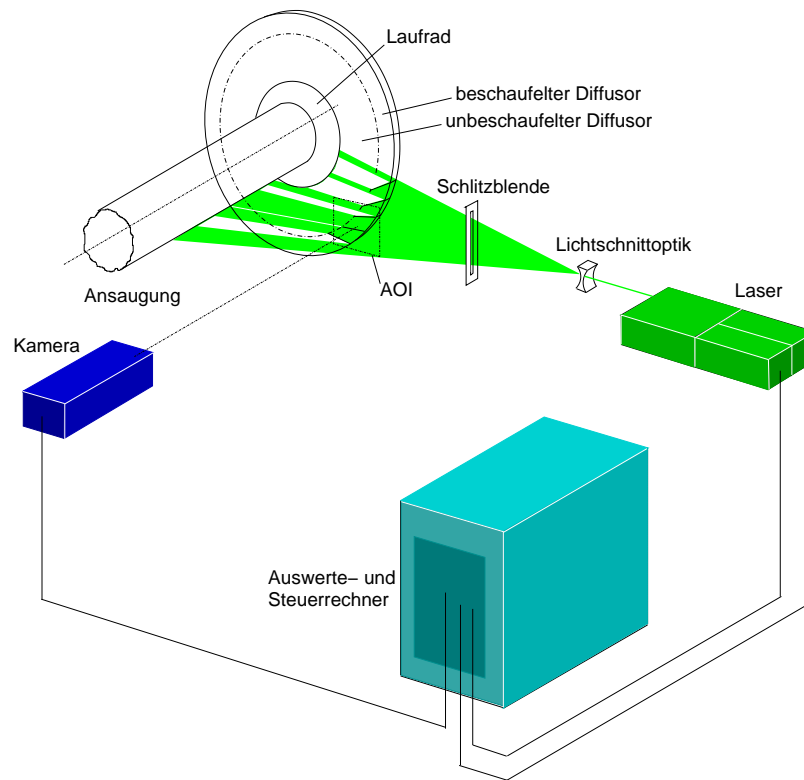


Abbildung 3.18: PIV Messaufbau bei beschauelftem Diffusor

Abbildung 3.18 zeigt den PIV-Messaufbau für den beschauelten Diffusor. Die Aufnahme der Partikelbilder ist, trotz des einfacheren PIV-Aufbaus mit nur einer Kamera, komplizierter, da die Schaufeln zu größeren optischen Problemen führen.

So wird das Licht an den Schaufelvorderkanten gestreut und führt zu Überblendungen im Bereich des Eintritts.

Bei Lichtschnitten im Bereich der Frontseite wird zusätzlich Streulicht das auf die Plexifrontscheibe fällt in Richtung Kamera reflektiert. Beim aufgeweiteten Diffusor kommt es bei Aufnahmen im rückwärtigen Diffusorbereich zu weiteren Reflexionen, da der Laserlichtschnitt auf die Membran trifft und sehr stark in Richtung Kamera reflektiert wird. Abhilfe schafft bei den Vorderkantenreflexionen eine Teilschlitzblende die zusätzlich die Vorderkanten abschattet, wie in Abbildung 3.19 dargestellt.

Großflächige Reflexionen an der Membran und im Bereich des Eintritts müssen abgedeckt werden, um einerseits eine Überblendung der Partikel in den angrenzenden Bereichen zu vermeiden und darüber hinaus eine Übersättigung des CCD-Chips der Kamera zu verhindern. Diese Übersättigung kann nicht nur zum *Blooming*, dem Überlauf von Elektronen aus dem übersättigten Bereich des Chips in angrenzende Bereiche, sondern

auch zu dessen Zerstörung führen.

In Abbildung 3.19 sind die getroffenen Maßnahmen dargestellt.

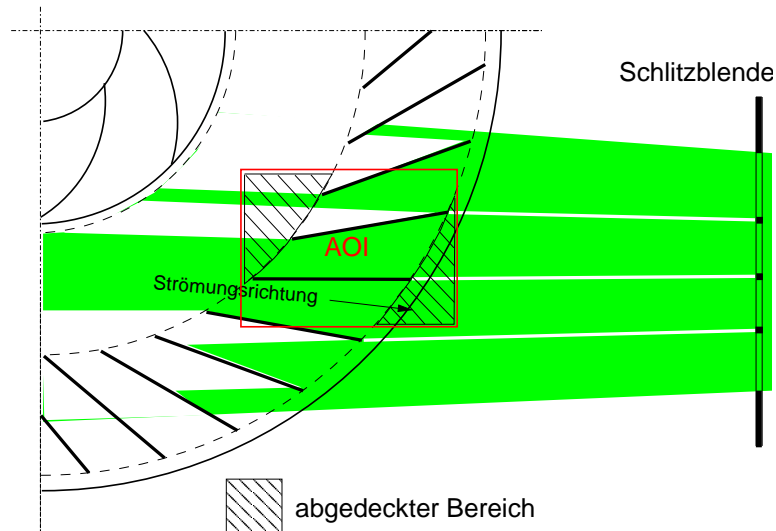


Abbildung 3.19: Laserlichtschnitt bei beschaufeltem Diffusor mit Schlitzblende und den teilweise abgedeckten Bereichen in der AOI (Area Of Interest)

Die Kamera wurde orthogonal zum Lichtschnitt aufgestellt und erfasst einen kompletten Schaufelkanal inklusive des Ein- und Austrittsbereichs, sowie je einen benachbarten Schaufelkanal. Aufgrund der Schaufelanordnung und der limitierten Bildgröße nur teilweise (siehe Abb. 4.11), jedoch ausreichend um Aussagen auch über die Strömung in den Nachbarkanälen treffen zu können. Dies reicht aus, um zu kontrollieren, ob es sich bei der beobachteten Strömung um das Phänomen eines oder mehrerer aufeinander folgender Kanäle handelt.

Aufnahme und Auswertung der Aufnahmen erfolgen analog zur Aufnahme der Bilder des unbeschaufelten Diffusors. Aufgrund der geringeren Geschwindigkeiten im Abbildungsbereich lagen die Zeitschritte zwischen der Aufnahme der beiden Halbbilder geringfügig höher als beim unbeschaufelten Diffusor.

4 Ergebnisse der Diffusoruntersuchungen

4.1 Ergebnisse des unbeschaukelten Diffusors

Der unbeschaukelte Diffusor diente der Untersuchung des Strömungsverhaltens in Abhängigkeit des Volumenstroms sowie der Diffusorweite. Darüber hinaus musste eine Methode gefunden werden, um die Arbeitsgrenze zu niedrigen Volumenströmen bei großem Druckaufbau des Gebläses zu finden.

Da der Diffusor frei in die Umgebung ausbläst, kann die eigentliche Pumpgrenze als Maß für die Begrenzung nicht herangezogen werden, da sie vom Volumen des druckseitig angeschlossenen Systems abhängig ist.

Im Falle des freien Ausblasens kann davon ausgegangen werden, dass es aufgrund des großen Volumens des umgebenden Laborraums nicht zu Resonanzerscheinungen infolge einer Anregung der Luftsäule kommen kann.

Daher resultieren die Rückströmungen, die zuerst am Austritt des Diffusors auftreten, nicht aus einer Anregung des angeschlossenen Systems, sondern aus den Vorgängen im Gebläse. Untersuchungen von ECKARDT [9] und SENOO/KINOSHITA [32] haben gezeigt, dass auch im Falle eines *Standing* bzw. *Rotating Stalls* die Rückströmungen vom Austritt des Diffusors beginnend in den Diffusor zurückwandern.

Somit wird im Folgenden der Zustand der beginnenden Rückströmung als Pumpgrenze bezeichnet.

4.1.1 Detektion der Rückströmung

Die Rückströmungen konnten anhand von Aufnahmen einer stark mit Partikeln versetzten Strömung detektiert werden.

Das Licht des Laserlichtschnittes wird durch die ungestörte Diffusorströmung gleichmäßig stark reflektiert. Durch die gleichmässige Partikeldichte sind kaum Helligkeitsunterschiede zwischen Diffusoreintritt und Diffusoraustritt auszumachen. Rückströmungen he-

ben sich dagegen deutlich, bedingt durch geringere Reflektionen, von der ungestörten Strömung ab.

Der Konzentrationsunterschied läßt sich damit erklären, dass sich die ausströmende partikelhaltige Luft wie ein Freistrahle verhält, während die zurückgesaugte Luft aus allen Raumrichtungen in den Diffusor zurückströmt und somit nur ein geringer Teil der ausgeblasenen Partikel in den Diffusor zurück gelangt. Dadurch ist die rückströmende Luft weniger partikelhaltig und führt zu geringeren Reflexionen.

Eine zu hohe Partikelkonzentration macht die PIV-Auswertung der Aufnahmen aufgrund der Abnahme des Kontrastes in den ungestört durchströmten Gebieten nahezu unmöglich. Eine geringe Partikelkonzentration in den Rückströmungen erleichtert hingegen die visuelle Detektion, erschwert aber die Auswertung dieser Zonen mittels PIV. Somit muss ein Kompromiss zwischen ausreichender Partikeldichte in der ungestörten Diffusorströmung einerseits und der Partikeldichte der Rückströmung andererseits gefunden werden.

Die Abbildung 4.1 zeigt eine Rückströmung einmal als Partikelbild und als Vektorbild. Im Partikelbild ist darüber hinaus die lauftradseitige Begrenzung des Lichtschnitts durch die Blende zu erkennen, um Reflexionen der Laufschaufelkanten zu vermeiden, sowie die von der unterschiedlichen Partikeldichte abhängigen, verschieden stark reflektierenden Strömungszonen. Das Vektorbild zeigt, ebenso wie das Partikelbild, eine deutlich ausgeprägte Rückströmzone im rechten oberen Bildteil.

Aus der Abbildung ist ebenfalls deutlich zu erkennen, dass die Strömung am Eintritt in den Diffusor frei von Rückströmungen verläuft. Dies konnte bei allen Aufnahmen beobachtet werden.

Somit kann davon ausgegangen werden, dass sich Rückströmungen und somit *Diffuser Stall* anhand der Partikel aufnehmen detektieren lassen. Die *Stall*- bzw. Pumpgrenze wurde aufgrund der Partikelbilder bei beginnender Rückströmung festgesetzt. Gleichzeitig mit dem Beginn der Rückströmungen ist eine Zunahme der Lautstärke und ein deutliches Pulsieren des Ausströmgeräuschs festzustellen.

Ab diesem Zustandspunkt wäre bei einem angeschlossenen Rohrsystem mit stärkeren Druckschwankungen zu rechnen, die zu einer erhöhten Belastung des Diffusors, sowie des angeschlossenen Systems führen würden.

Der Rückströmbeginn bei parallelwandigem Diffusor setzte bereits bei einem Diffusoreintrömwinkel von $\alpha_3 \approx 15^\circ$ ein. Eine komplette Unterteilung der Diffusorströmung in Strahl- und Rückströmgebiete wie in Abbildung 4.1 (Strahlgebiet mittig nach links oben verlaufend) konnte bei $\alpha_3 \approx 6^\circ$ beobachtet werden.

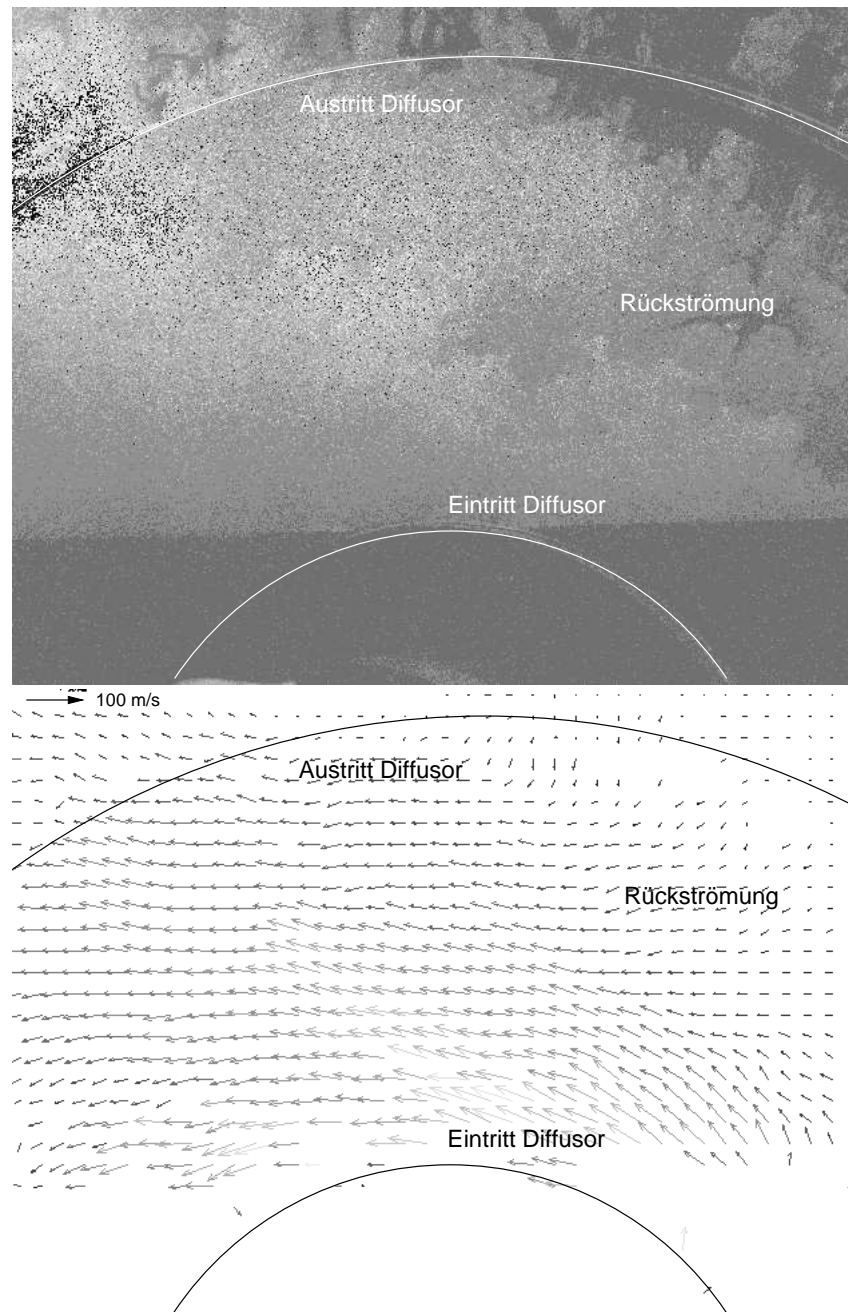


Abbildung 4.1: Partikelbild (oben) und Vektoren (unten) der Diffusorströmung mit deutlicher Rückströmung am Diffusoraustritt

Beim konvergenten Diffusor trat der Rückströmbeginn bei $\alpha_3 \approx 12^\circ$ ein. Die Vollausbildung der Rückströmung erfolgte bei $\alpha_3 \approx 5^\circ$.

Der relativ frühe Beginn der Rückströmung kann auf das große Durchmesser Verhältnis des Diffusors zurückgeführt werden. DEAN und SENOO [7] geben Laufradabströmwinkel zwischen $\alpha_3 \approx 2$ und 4° an, jedoch beziehen diese sich auf die Pumpgrenze und auf Diffusoren mit geringeren Durchmesser Verhältnissen. Da mit wachsendem Durchmesser Verhältnis der Druckaufbau in geringerem Maße ansteigt, ist mit einer rascheren Ablösung der Grenzschicht zu rechnen und somit auch zu Rückströmungen durch zu geringe Druckgradienten.

4.1.2 Kennlinienverlauf des Gebläses mit unbeschaukeltem Diffusor

Neben der Visualisierung der Rückströmungen sollte dieser Diffusor auch zum Vergleich mit dem teilbeschaukelten Diffusor dienen, sowie konstruktive Anhaltspunkte für die Schaufelwinkel und die Einteilung in unbeschaukelten und beschaukelten Diffusorteil geben.

Für den späteren Vergleich mit dem teilbeschaukelten Diffusor wurde die Kennlinie bei einer Drehzahl von 24000 min^{-1} aufgenommen.

Die Kennlinie in Abbildung 4.2 zeigt den Verlauf jeweils bei parallelem Diffusor, bei einer Konvergenz von $\Delta b_4 = -4 \text{ mm}$ für den maximalen Druckaufbau ohne Rückströmungen, sowie bei einer Aufweitung um $\Delta b_4 = 3 \text{ mm}$ für den maximal erreichbaren Volumenstrom des Gebläses.

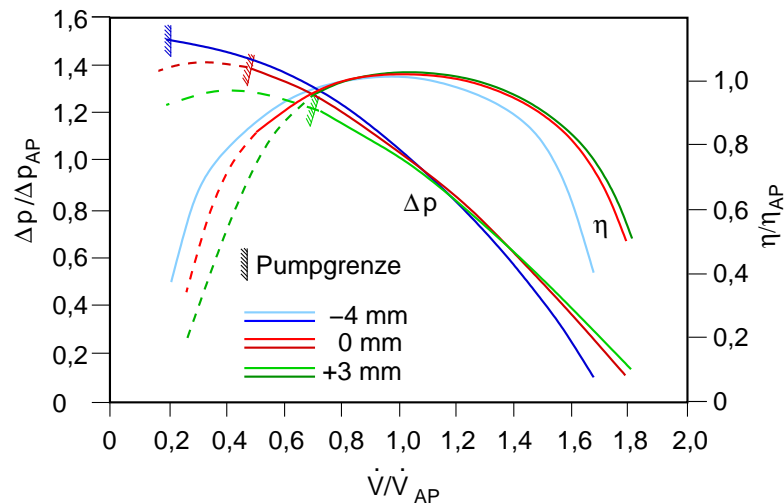


Abbildung 4.2: p-V-Diagramm des Gebläses mit schaufellosem Diffusor bei einer Drehzahl von 24000 min^{-1}

Die Kennlinien liegen relativ dicht beeinander und weisen den für Gebläse typischen flachen Verlauf auf.

Zu kleinen Volumenströmen und hohen Drücken verläuft die Kennlinie für den konvergenten Diffusor oberhalb der des parallelen Diffusors. Der Beginn der Rückströmung und damit auch die Pumpgrenze ist mit $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$ gegenüber $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,48$ beim parallelwandigen Diffusor zu deutlich kleineren Volumenströmen verschoben.

Der aufgeweitete Diffusor hingegen zeigt einen deutlich niedrigeren Druckaufbau sowie ein frühes Einsetzen des Rückströmbeginns bei $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,72$.

Im Bereich oberhalb des Auslegungspunktes fällt der Wirkungsgrad des konvergierenden Diffusors deutlich ab. Dies liegt an der zu geringen Querschnittserweiterung, die aufgrund des Anwachsens der Grenzschicht mit zunehmender Diffusorlänge zu einem Aufstauen der Strömung und somit zu erhöhter Reibung besonders im Austritt des Diffusors führt.

4.1.3 Verlauf der Geschwindigkeitskomponenten und des Strömungswinkels im Diffusor

Die Abbildungen 4.3 bis 4.5 zeigen die Geschwindigkeitskomponenten c_u und c_m über dem Durchmesser Verhältnis d/d_3 als Ergebnis der PIV Messungen sowie den daraus resultierenden Strömungswinkel α , jeweils als Marker dargestellt. Zusätzlich sind die Ergebnisse der Diffusorberechnung als ausgezogene Linie dargestellt, um einen Vergleich zwischen Diffusorauslegungsrechnung und Messung zu erhalten. Für die Diffusorauslegung wurde eine inkompressible, reibungsbehaftete, stationäre und rotationssymmetrische Strömung unter Berücksichtigung einer veränderlichen Grenzschichtdicke angenommen. Die Berechnungen erfolgten analog der Grundlagen aus Abschnitt 2.3.2 schrittweise und quasi-zweidimensional zwischen dem Eintritts- und Austrittsradius des Diffusors ohne Berücksichtigung der Fluktuationseinflüsse durch das Laufrad.

Für den Bereich extremer Drosselung $\dot{V}/\dot{V}_{AP} < 0,4$ (Abb. 4.3) zeigt sich eine deutliche Abweichung der gemessenen Meridiankomponente c_m von den Berechnungen. Im Falle des parallelen Diffusors ist die Pumpgrenze bereits überschritten und für den konvergenten Diffusor erreicht. Dies bedeutet, dass die Strömungsfluktuationen stark ansteigen bzw. es im Falle des parallelen Diffusors zu vollständigen Strömungsablösungen kommt. Durch diese Ablösungen kommt es zur Ausbildung einer extrem aufgedickten Grenzschicht.

Durch die Verdrängungswirkung dieser Grenzschicht kommt es bis zu einem Durchmesser Verhältnis $d/d_3 \approx 1,8$ zu einem Anstieg der Meridiankomponente. Dies geschieht unabhängig von der Stellung des Diffusors. Erst ab $d/d_3 \approx 2$ ist ein Einfluss des konvergen-

ten Diffusors sichtbar. Während c_m für den parallelwandigen Diffusor wieder abnimmt, steigt die Geschwindigkeit für den konvergenten Diffusor leicht an. Daraus resultiert eine kürzere Flugbahn nach Abbildung 4.7 (links) und somit geringere Strömungsverluste. Gleichzeitig ist die Strömung am Diffusoraustritt aufgrund der geringeren Strömungsverluste energiereicher und somit der Druckaufbau - im Diffusor die treibende Kraft - größer und die Neigung zur vollständigen Strömungsablösung gegenüber der energieärmeren Strömung des parallelen Diffusors geringer.

Die Abweichungen der Messungen von der Berechnung lassen sich durch die Zuströmbedingungen erklären. Während in der realen Strömung eine ausgeprägte Geschwindigkeitsverteilung vorliegt, die nicht nur in Umfangsrichtung sondern auch in axialer Richtung stark fluktuiert, geht die Berechnung von einer stationären, gleichförmigen und nicht ausgebildeten Strömung aus, in der sich die Grenzschicht vom Diffusoreintritt her aufbaut.

Aufgrund der tatsächlichen, gerade im Teillastfall extrem ausgebildeten Strahl-Totwasserströmung des Laufrades kommt es stromabwärts zu extrem wechselnden Strömungsverhältnissen, die nicht durch stationäre Berechnungen erfasst werden können.

Wird der Volumenstrom erhöht, nimmt die *jet-wake*-Charakteristik der Laufradabströmung ab. Im Regelfall sollte daher im Auslegungsfall eine gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung bestehen, wie Abbildung 4.4 zeigt. Der Grenzschichteinfluss ist deutlich an einem Anstieg der Meridiansgeschwindigkeit c_m auszumachen. Abweichend von einer Betrachtung bei reibungsfreier Strömung steigt der Strömungswinkel α auf ca. 46° am Diffusoraustritt, bedingt durch den Anstieg von c_m , an.

Bei Strömungen oberhalb des Auslegungsfalles, wie in Abbildung 4.5 dargestellt, kommt es wiederum zu deutlichen Unterschieden zwischen Berechnung und Messungen. Der gegenüber dem Auslegungsfall größere Laufradabströmungswinkel führt zu deutlich höheren Laufradaustrittsgeschwindigkeiten und somit zu Dissipationsverlusten im Bereich des Diffusoreintritts. Dadurch wächst die Grenzschichtdicke stark an. Im Falle des parallelen Diffusors steigt die Meridiansgeschwindigkeit zunächst an, fällt jedoch oberhalb eines Durchmesserhältnisses von $d/d_2 \approx 2$ leicht ab. Dies deutet darauf hin, dass die Grenzschicht oberhalb dieses Bereiches ausgebildet ist und die Grenzschichtdicke nicht weiter anwächst. Im Falle des divergenten Diffusors bleibt die Meridiansgeschwindigkeit nahezu konstant und ist geringer als im parallelen Fall. Dadurch ist die Strömung im Bereich des Diffusoraustritts zu einem gegenüber dem parallelen Diffusor höheren Druckaufbau fähig, und der Grenzschicht kann auch im äußeren Diffusorbereich Energie zugeführt werden. Dies führt letztendlich zu höheren Volumenströmen, bedingt durch die geringere Blockage der dünneren Grenzschicht.

Abbildung 4.6 zeigt die Axialkomponente c_{ax} für verschiedene Volumenströme und Dif-

fusorstellungen bei Auslegungsdrehzahl. Die mittlere Geschwindigkeit liegt unter 1 m/s. Zudem ist, bedingt durch die inhomogene Abströmung aus dem Laufrad, die Axialgeschwindigkeit sehr großen Schwankungen unterlegen. So ist nur am Eintritt in den Diffusor bei geringen Volumenströmen eine Abdrift der Hauptströmung zur Rückwand auszumachen, ebenso wie ein Ausweichen der Strömung zur Rückwand bei aufgeweitetem Diffusor und hohen Volumenströmen.

Aufgrund der geringen Geschwindigkeit kann diese für weitere Betrachtungen vernachlässigt werden.

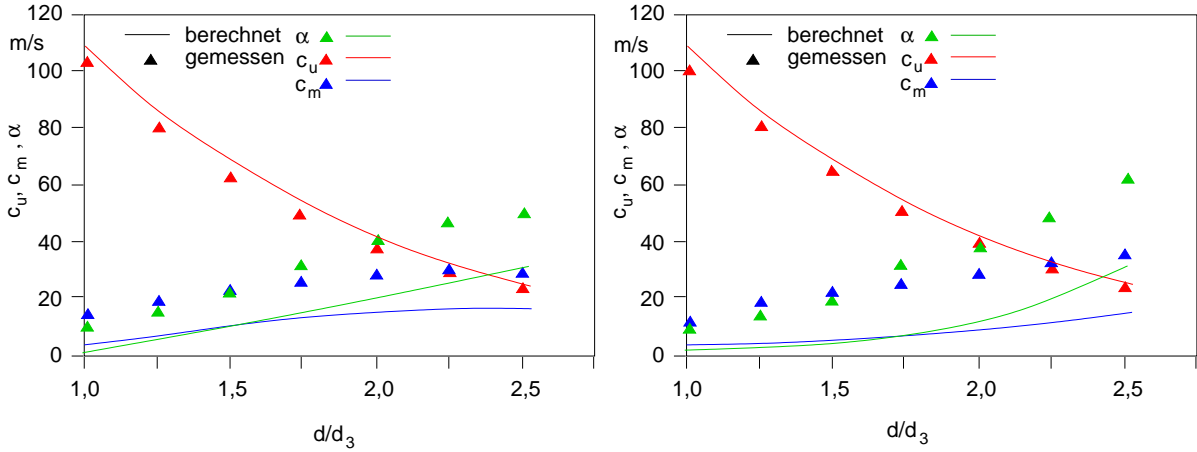


Abbildung 4.3: Verlauf der Geschwindigkeitskomponenten c_m und c_u und des Strömungswinkels α für den parallelen Diffusor (links) und den konvergenten Diffusor mit $\Delta b_4 = -4$ mm (rechts) bei $n = 24000 \text{ min}^{-1}$ und $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$

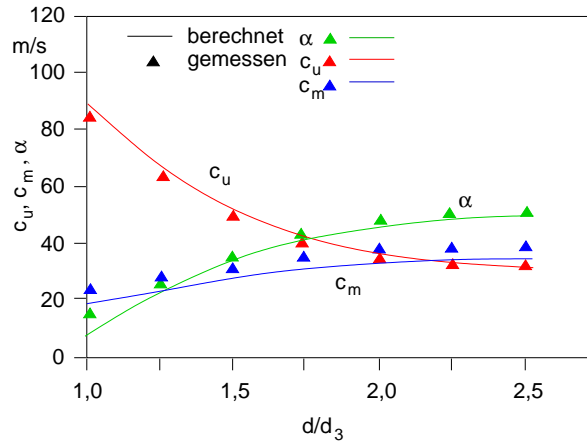


Abbildung 4.4: Verlauf der Geschwindigkeitskomponenten c_m und c_u und des Strömungswinkels α für den parallelen Diffusor im Auslegungspunkt bei $n = 24000 \text{ min}^{-1}$ und $\dot{V} = \dot{V}_{AP}$

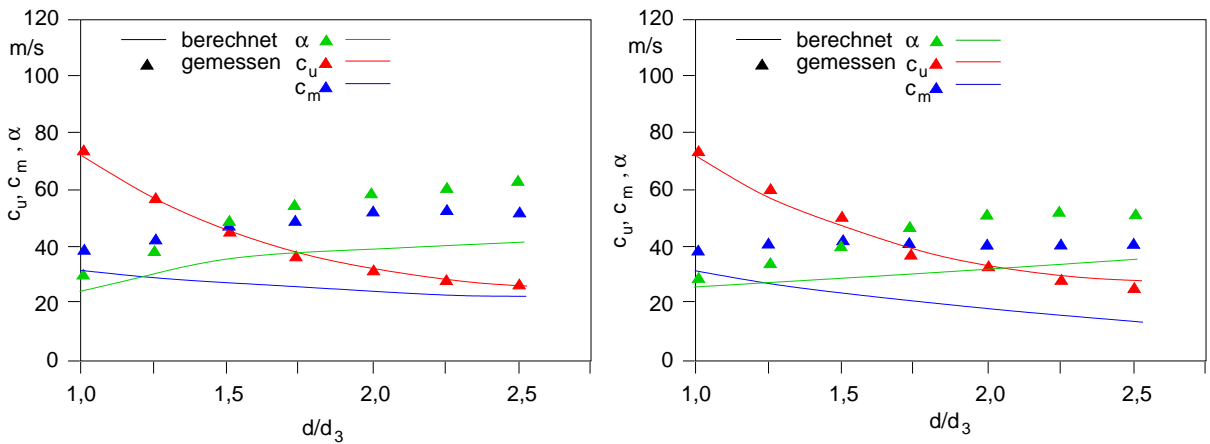
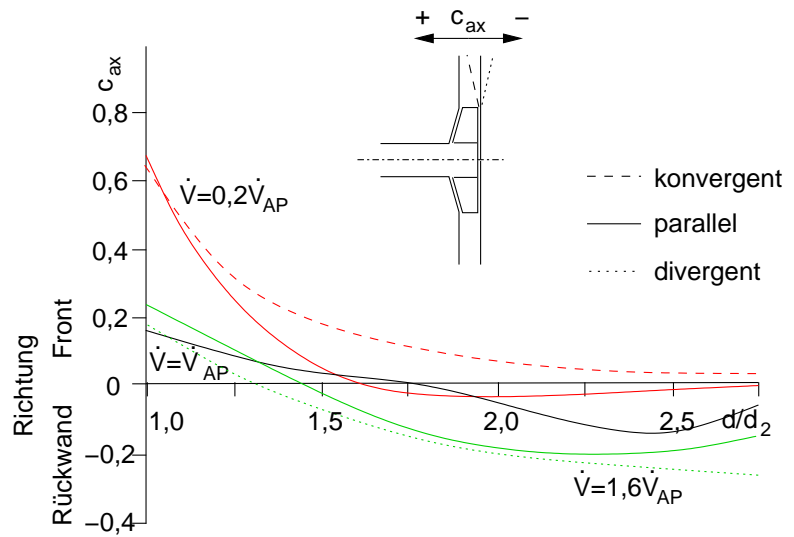


Abbildung 4.5: Verlauf der Geschwindigkeitskomponenten c_m und c_u und des Strömungswinkels α für den parallelen Diffusor (links) und den um 3 mm aufgeweiteten Diffusor (rechts)

bei $n = 24000 \text{ min}^{-1}$ und $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,6$

Abbildung 4.6: Verlauf der axialen Geschwindigkeitskomponente c_{ax} über dem Durchmesser Verhältnis d/d_3



4.1.4 Verlauf der Stromlinien im unbeschauften Diffusor

Die Abbildungen 4.7 bis 4.9 zeigen die berechneten und die aus den Mittelwerten der PIV ermittelten Stromlinien.

Abbildung 4.7 zeigt deutliche Abweichungen der Berechnung von den gemessenen Werten bei extremer Drosselung auf $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$.

Der Einfluss der Grenzschichten auf die Meridiankomponente und eine stark axiale inhomogene Strömungsverteilung lassen die reale Strömung den Diffusor auf einem stark verkürzten Weg passieren. Im parallelwandigen Diffusor kommt es bei derart starker Drosselung zu ausgeprägten Rückströmungen, was die Verluste des parallelwandigen Diffusors bei annähernd gleicher Weglänge für den konvergenten wie den parallelen Diffusor ansteigen lässt.

Der Auslegungsfall weist eine weitgehende Übereinstimmung mit der Berechnung auf, jedoch zeigen sich im Bereich der Abströmung erste Abweichungen (siehe Abb. 4.8). Die Flugbahn umfasst einen Bereich entsprechend einer Umschlingung von ca. 372° nach der Berechnung und ca. 347° nach den Messungen.

Durch eine Aufweitung des Diffusors kann die Flugbahn durch den Diffusor verlängert werden. Abbildung 4.9 zeigt den Vergleich zweier Flugbahnen, einmal für den aufgeweiteten und den nicht aufgeweiteten Diffusor. Die aus den Mittelwerten der PIV-Auswertung stammenden Werte stimmen mit den berechneten Werten grob überein.

Zwar ist die Verlängerung der Flugbahn mit höheren Verlusten verbunden, jedoch überwiegt der höhere Druckgewinn aufgrund der stärkeren Ausnutzung der Meridiankompo-

nente der Geschwindigkeit. Die größere Differenz zwischen Messung und Berechnung im nicht aufgeweiteten Fall deutet auf den stärkeren Einfluss der Grenzschicht hin, die den nicht aufgeweiteten Diffusor stärker zu versperren scheint, als den aufgeweiteten.

Aufgeweiteter und paralleler Diffusor zeigen beide Differenzen zwischen berechnetem und gemessenem Umschlingungswinkel von ca. 230° (berechnet) zu ca. 183° (gemessen) im um +3 mm aufgeweiteten Diffusor bzw. 183° (berechnet) zu ca. 164° (gemessen) für den parallelen Diffusor.

Abbildung 4.10 zeigt den Vergleich zwischen berechnetem und gemessenem Umschlingungswinkel $\varphi_{3 \rightarrow 4}$ in Abhängigkeit des relativen Volumenstroms. Wie die Messungen deutlich machen, folgt die Strömung den Berechnungen nur bis zu Winkeln von ca. 480° , entsprechend einem relativen Volumenstrom von $0,9\dot{V}_{AP}$. Bis zu einem Winkel von 530° oder $0,75\dot{V}_{AP}$ erfolgt die Durchströmung nahe der Berechnung und weicht mit zunehmender Drosselung von den Berechnungen ab um bei $0,2\dot{V}_{AP}$ wieder einen Wert von ca. 450° zu erreichen.

Der Umschlingungswinkel $\varphi_{3 \rightarrow 4}$, aus den Mittelwerten der PIV-Auswertungen gebildet, weißt abseits des Auslegungspunktes erhebliche Abweichungen von den Berechnungen auf, was aus der zum Teil stark bis völlig abgelösten Strömung im Diffusor abgeleitet werden kann.

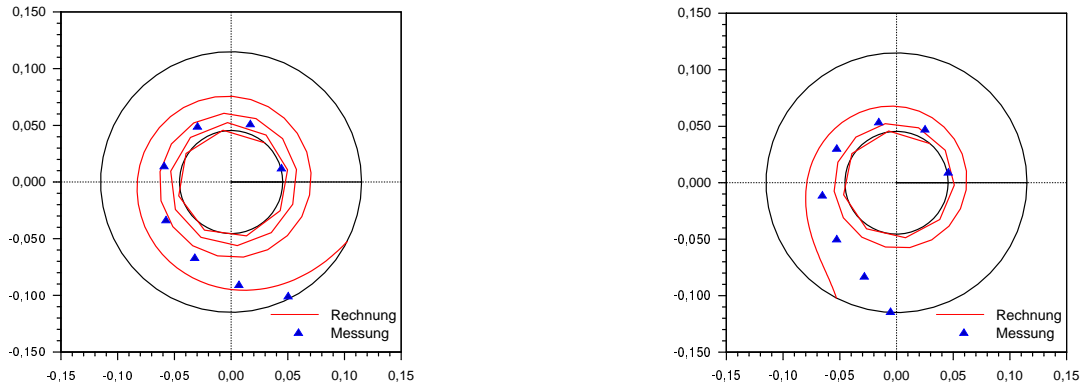


Abbildung 4.7: Vergleich einer berechneten Stromlinie mit den Messwerten für $n = 24000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$ mit konvergentem $\Delta b_4 = -4 \text{ mm}$ (rechts) und mit parallelem Diffusor (links)

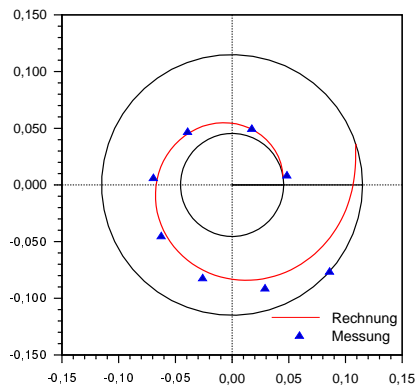


Abbildung 4.8: Vergleich einer berechneten Stromlinie mit den Messwerten für $n = 24000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{V} = \dot{V}_{AP}$ bei parallelem Diffusor

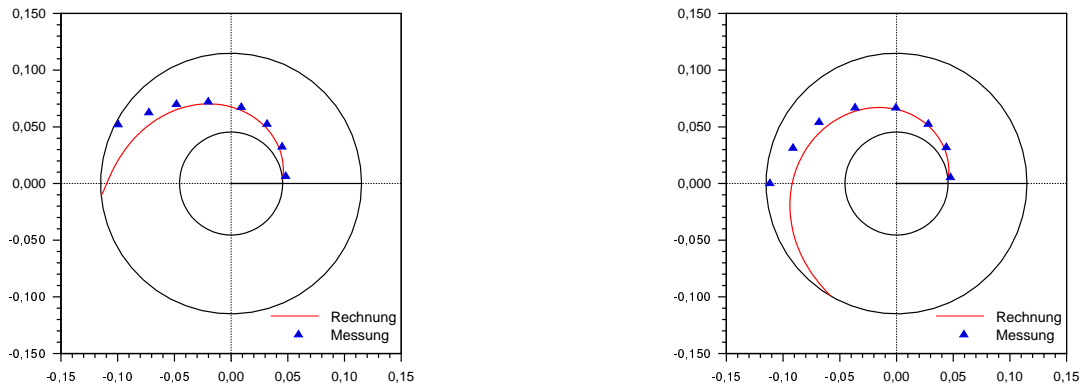


Abbildung 4.9: Vergleich einer berechneten Stromlinie mit den Messwerten für $n = 24000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,6$ mit konvergentem $\Delta b_4 = +3 \text{ mm}$ (rechts) und parallelem Diffusor (links).

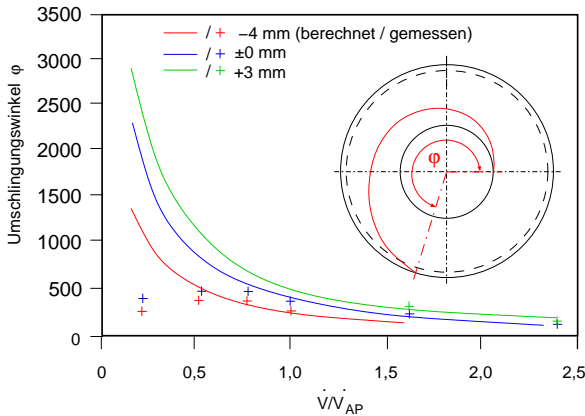


Abbildung 4.10: Umschlingungswinkel $\varphi_{3 \rightarrow 4}$ in Abhängigkeit des relativen Durchflusses und der Diffusorgeometrie

4.1.5 Fazit der Untersuchungen des unbeschauften Diffusors

Der Vergleich zwischen Messung und Berechnung zeigt, dass eine exakte Voraussage der Geschwindigkeitsverteilung der Meridiangeschwindigkeitskomponente im Diffusor trotz der Berücksichtigung der Grenzschicht nur unzureichend möglich ist. Dies liegt zum Teil daran, dass die Grenzschichtberechnungen eine ausgebildete rotationssymmetrische Strömung innerhalb eines Kanals voraussetzen.

Somit kann die Berechnung der Meridiankomponente nur einen Trend wiedergeben, da selbst im Auslegungszustand der *jet-wake* Charakter der Laufradabströmung die Ausbildung einer stationären Kanalströmung nur teilweise zulässt.

Dabei ist die Ausprägung der *jet-wake* Charakteristik umso stärker, je weiter das Gebläse gedrosselt wird. Erfolgt oberhalb der Pumpgrenze ein weitestgehender Ausgleich der Inhomogenitäten, so kommt es unterhalb der Pumpgrenze zur Strömungsseparation im Diffusor (siehe Abb. 4.1). Es entstehen energiereiche Strahlgebiete mit höheren Geschwindigkeiten, sowie energiearme, durch deutlich niedrigere Geschwindigkeit gekennzeichnete Gebiete. Letzteren fehlt die Geschwindigkeit als treibende Kraft des Diffusors um den nötigen Druckaufbau gegen den Austritt zu bewerkstelligen. Dadurch kommt es zur Ausbildung der Rückströmungen im Diffusor.

Aufgrund dieser Aufteilung der Diffusorströmung kommt es bei der zeitgemittelten PIV-Auswertung zu ähnlichen Austrittswinkeln α_4 , wenngleich sich die Eintrittszustände deutlich voneinander unterscheiden (siehe Abb. 4.3 bis 4.5). Jedoch kann durch die Einzeldatenauswertung eine deutliche Ausprägung der *jet-wake*-Charakteristik nachgewiesen werden. Somit ist die Laufradabströmung entscheidend für das Verhalten der Diffusorströmung. Aufgrund der stetigen Abnahme der kinetischen Energie der Leitradströmung verstärken sich induzierte Inhomogenitäten im Verlaufe des Diffusors.

Die Breitenveränderung des Diffusors führt im Falle einer Aufweitung rasch zu Ablösungen, hingegen kann eine Breitenreduzierung auf die Strömung unterhalb des Auslegungs-

fallens stabilisierend wirken. Durch diese Strömungsstabilisierung kann eine Strömungsseparation verhindert und die Pumpgrenze demzufolge zu deutlich kleineren Volumenströmen verschoben werden.

Da gerade die energiearme Diffusoraustrittsströmung zu Ablösungen und Rückströmungen neigt, soll nun ein beschaukelter Diffusor mit besseren Strömungsführungseigenschaften entwickelt und untersucht werden. Daher wurden für die Auslegung des beschaukelten Diffusors folgende Parameter festgelegt:

1. Eine quasi-zweidimensionale Berechnung für inkompressible, stationäre, rotations-symmetrische Strömungen kann nicht zur Berechnung der Betriebspunkte abseits des Auslegungspunktes herangezogen werden. Hierzu sind die verschiedenen Einflüsse der inhomogenen Laufradabströmung, sowie der beginnenden Ablösung im Diffusor zu stark. Die Auslegung des nachfolgend beschriebenen, teilbeschaukelten Diffusors erfolgte daher größtenteils mit den Ergebnissen der PIV.
2. Die zum Teil stark inhomogene Laufradabströmung würde bei einem „klassischen“ beschaukelten Diffusor zu stark schwankenden Leitschaukelanströmwinkeln führen und nicht zu einer ausgeprägten Kanalströmung, sondern zu abwechselnden Ablösungen an der Druck- und Saugseite. Somit muss der Ausgleichsraum zwischen Laufradausströmung und Leitschaukeleintritt ausreichend groß bemessen werden, um Schwankungen des Strömungswinkels zu reduzieren.
3. Das Radienverhältnis des unbeschaukelten Diffusorteils wurde auf $r_4/r_3 = 1,85$ festgelegt, da durch die PIV-Messungen gezeigt werden konnte, dass in fast allen Betriebspunkten jenseits dieses Radienverhältnisses der Verlauf der Meridiankomponente auf eine weitgehend vollständige Ausbildung der Grenzschicht schließen lässt. Gleichzeitig zeigen die Verläufe des Strömungswinkels für dieses Radienverhältnis ähnliche Werte, so dass hier mit einem Ausgleich der *jet-wake* Charakteristik der Laufradabströmung gerechnet werden kann. Aufgrund des großen unbeschaukelten Diffusorbereichs ist der Diffusor somit nur teilbeschaukelt.
4. Die Strömung folgt einer Aufweitung des Diffusors nur eingeschränkt. Daher sollte im Auslegungszustand der Diffusor parallelwandig sein und nur zu großen Volumenströmen aufgeweitet werden. Eine Verringerung der Diffusorweite im Falle einer Konvergenz hat hingegen einen mit zunehmender Drosselung positiven Einfluss auf die Strömung.
5. Die maximale nutzbringende Aufweitung des unbeschaukelten Diffusors beträgt 3 mm bei Volumenströmen oberhalb des Auslegungspunktes. Größere Aufweitungen führen stets zu Rückströmungen. Die Breitenreduzierung bei konvergentem

Diffusor kann bis zu 4 mm betragen, ist jedoch nur bei großem Druckaufbau sinnvoll.

6. Aufgrund der gemessenen Strömungswinkel der Hauptströmung ergeben sich für die obigen Radienverhältnisse Strömungswinkel zwischen 40° bis 55° . Der Schaufelwinkel $\alpha_{4'}$ wird daher auf 48° festgelegt.
7. Die axiale Geschwindigkeitskomponente spielt im unbeschaufelten Diffusor mit geringer Breite eine untergeordnete Rolle. Daher ist ein stereoskopischer PIV Messaufbau für die weiteren Experimente nicht nötig und ohnehin beim beschaufelten Diffusor nur schwer realisierbar.

4.2 Ergebnisse des teilbeschaufelten Diffusors

4.2.1 Detektion der Rückströmung

Wie auch beim unbeschaufelten Diffusor, kann beim beschaufelten Diffusor der Beginn der Rückströmung anhand der Partikelbilder erkannt werden. Die Abbildungen 4.11 und 4.13 zeigen die Diffusorkanäle ohne Rückströmung während Abbildung 4.12 eine deutliche Rückströmung in den Kanälen aufweist.

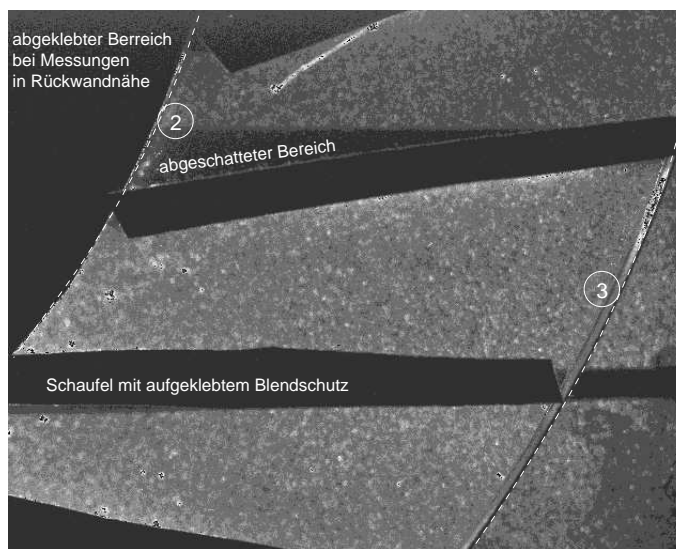


Abbildung 4.11: Partikelbild einer vollausgebildeten Diffusorströmung

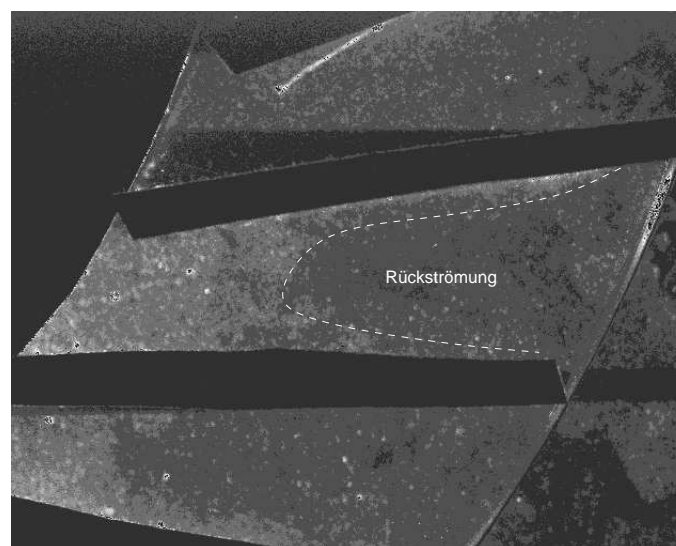


Abbildung 4.12: Partikelbild mit ausgeprägter Rückströmung in den Kanälen

Mit der PIV konnte gezeigt werden, dass auch im beschaufelten Diffusor die Rückströmung vom Austritt stromaufwärts in den Diffusor hineinläuft. In der Regel bildet sich die

Rückströmung an der saugseitigen Hinterkante der Diffusorscheufel und breitet sich mit zunehmender Drosselung und Falschanströmung (Bruststoß) stromaufwärts aus.

Abbildung 4.14 zeigt eine ausgeprägte Rückströmung im oberen und mittleren Kanal, während der untere Kanal voll durchströmt wird. Am Eintritt des mittleren Kanals ist die Falschanströmung von ca. $\Delta\alpha_4 = 10^\circ$ gegen die Druckseite der Schaufel - der sogenannte „Bruststoß“ - gut zu erkennen.

Grundsätzlich tritt eine inzidenzbedingte Rückströmung bei zu geringen Anströmwinden eher auf als bei zu großen, da der der Strömung aufgeprägte Drall beim Eintritt in die gerade Beschaukelung die Hauptströmung in Umfangsrichtung umlenkt und somit von der Saugseite entfernt. Zwar ist dadurch theoretisch ein höherer Druckaufbau möglich, Untersuchungen haben aber gezeigt, dass die kinetische Energie der Umfangskomponente nicht genutzt werden kann (siehe z. B. TRAUPEL [36]).

In allen Fällen ist der Beginn der Rückströmungen mit einer deutlich hörbaren Veränderung des Ausblasegeräusches verbunden.

Mittels der PIV-Auswertungen konnte deutlich gemacht werden, dass die Rückströmungen unterschiedlich stark ausgeprägt auftreten können. Die Rückströmzone breitet sich jedoch stets von der Austrittskante entlang der Saugseite stromaufwärts fort.

Wie in zahlreichen Veröffentlichungen (siehe Kap. 2.5) geschildert, stellt eine Rückströmung in einzelnen Kanälen nicht den Zusammenbruch der generellen Strömung dar, vielmehr wird mit der Ausbildung der ersten *Stall*-Zellen in der Regel die Grenze des technisch nutzbaren Bereichs erreicht.

Da die Rückströmungen auf den Diffusor beschränkt sind, fördert das Laufrad auch noch jenseits der Pumpgrenze. Dieser Effekt wird zusätzlich dadurch verstärkt, dass der unbeschaukelte Raum zwischen Laufradaustritt und Eintritt in den beschaukelten Diffusor funktionsbedingt sehr groß ist und dadurch eine Zone geschaffen worden ist, die zum Ausgleich von Fluktuationen dienen kann.

In Abbildung 4.14 ist die Diffusorströmung für eine Drosselung von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,3$ abgebildet.

Deutlich sichtbar finden sich in den drei dargestellten Kanälen Rückströmzonen und Teilblockagen.

Ein Vergleich der Meridiangeschwindigkeiten zeigt jedoch, dass es einen Volumendurchsatz von Innen nach Außen auch in den scheinbar „wirkungslosen“ Kanälen gibt und dass ca. die Hälfte des Querschnitts von Innen nach Außen durchströmt wird. In der anderen (saugseitigen) Querschnittshälfte finden Rückströmungen statt, deren ungerichtete Strömung und niedrige Meridiangeschwindigkeit auf einen geringen Transport stromaufwärts hinweist.

Die Rückströmzonen reichen bis in eine Tiefe von $3/4 L_S$. Im Bereich dieser Drosselung

Abbildung 4.13: Vektorbild einer ausgebildeten Diffusorströmung im Bereich des Auslegungspunktes mit $\Delta b_4 = 0$ mm, und Lichtschnittebene in der Diffusormitte

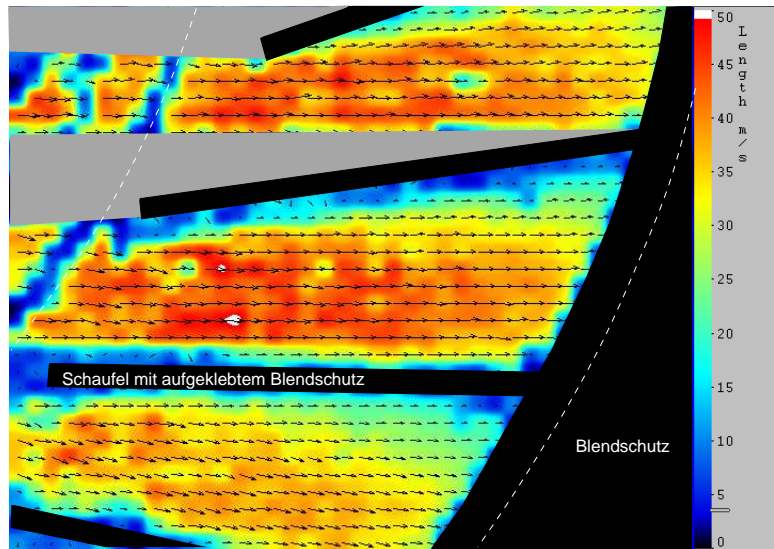
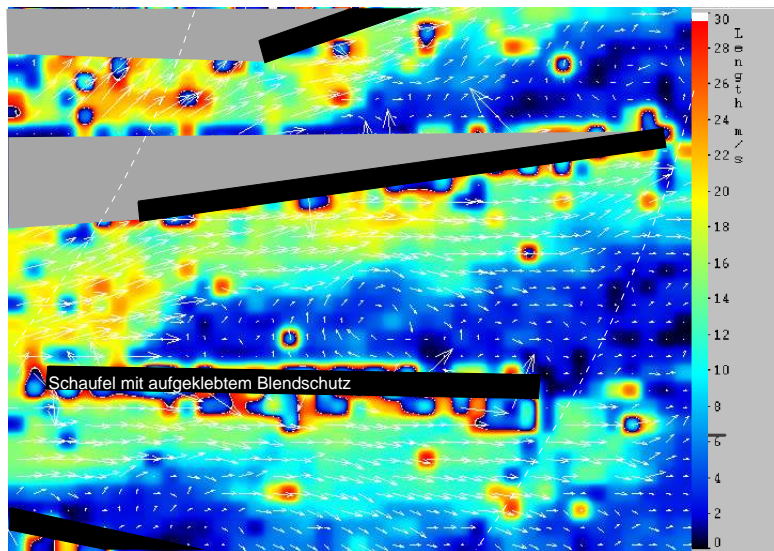


Abbildung 4.14: Vektorbild einer saugseitig abgelösten Strömung und ausgeprägter Rückströmzone über 3/4 der Kanallänge bei $\dot{V}/\dot{V}_{AP}=0,3$ und $\Delta b_4 = 0$ mm



($\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,3$) sind keine Totalblockagen der Kanäle auszumachen. Alle Aufnahmen weisen eine ähnliche Unterteilung in Strahl- und Rückströmgebiet auf.

Bei einer weiteren Drosselung auf ca. $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,1$ ergibt sich ein Strömungsbild wie in Abbildung 4.15 dargestellt. Ein oder mehrere Kanäle sind fast vollständig versperrt und in nur wenigen Kanälen findet eine Abströmung statt. Nahezu sämtliche Aufnahmen zeigen 2 versperrte Kanäle und jeweils einen Kanal mit einer einseitigen, zumeist druckseitig anliegenden Strömung. Ein Hereinwachsen der Totwasserströmung in den unbeschaufelten Diffusorteil konnte jedoch in keiner Messung beobachtet werden.

Generell treten die Rückströmungen plötzlich und periodisch auf und es können drei Arten der abgelösten Diffusorströmung unterschieden werden.

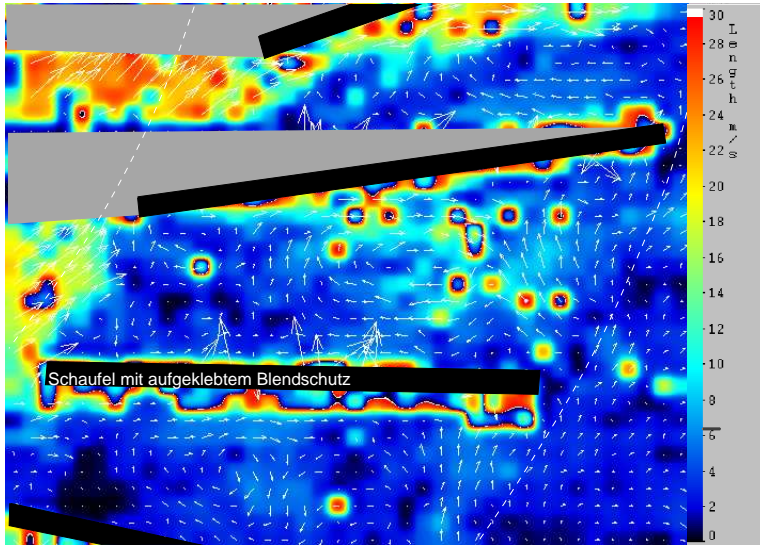


Abbildung 4.15: Vektorbild einer Totalblockage bei $\dot{V}/\dot{V}_{AP}=0,1$ und $\Delta b_4 = 0$ mm

Dabei tritt zuerst nur eine begrenzte Blockage wie in Abbildung 4.14 dargestellt auf. Diese führt zwar zu einer Teilversperrung des Kanals durch einen Wirbel, weist aber keine nennenswerten Rückströmungen auf (*mild surge*). Mit zunehmender Drosselung reicht die Rückströmzone über die gesamte Kanallänge, gleichzeitig findet druckseitig jedoch noch eine anliegende Abströmung statt.

Bei einer weiter verstärkten Drosselung kommt es zum Zusammenbruch der Durchströmung indem der Kanal vollständig durch Wirbel versperrt wird. Damit weist der Kanal keine Strömung stromabwärts auf (siehe Abb. 4.15).

4.2.2 Kennfeld des Gebläses mit teilbeschaufeltem Diffusor

Die Abbildungen 4.16 bis 4.21 zeigen die Kennfelder des Gebläses für verschiedene Diffusorgeometrien mit einer Breitenreduzierung von -4,5 mm, entsprechend einer Diffusorbreite $b_5 = 1,5$ mm bis zu einer Aufweitung um +3 mm, entsprechend einer Diffusorbreite $b_5 = 8,5$ mm. Als Auslegungspunkt und Bezugspunkt gilt der Bestpunkt des parallelwandigen Diffusors bei Nenndrehzahl. Dieser Bestpunkt liegt dicht an der Pumpgrenze des parallelwandigen Diffusors.

Da das Gebläse druckseitig in die Umgebung fördert, wurde die Pumpgrenze auf den Punkt der beginnenden Rückströmung festgesetzt. Wie bereits erwähnt tritt die Rückströmung in Ermangelung einer druckseitigen Drossel relativ früh ein (siehe ABDELHAMID [1]).

Die Kurven stellen die gemessenen Kennlinien jeweils für Drehzahlverhältnisse $n/n_{AP} = 0,75; 1,0; 1,125$ und $1,25$, entsprechend $18000, 24000, 27000$ und 30000 min^{-1} dar.

Die Linien sind jeweils bis zur Pumpgrenze ausgezogen, anschließend gestrichelt dargestellt.

Abbildung 4.22 stellt die Einhüllenden aus den Abbildungen 4.16 bis 4.21 dar, jeweils bestehend aus der Kennlinie für 18000 min^{-1} , Pumpgrenze und Kennlinie für 30000 min^{-1} (aus Gründen der Darstellbarkeit wurde die Schluckgrenze nicht als Kurve eingezeichnet). Deutlich sichtbar ist der Einfluss der Geometrieänderung des Diffusors auf die Lage der Pumpgrenze. Bei konstanter Diffusorbreite wandert die Pumpgrenze mit zunehmender Drehzahl zu höheren Volumenströmen. Mit zunehmender Verminderung der Diffusorbreite wird die Pumpgrenze bei konstanter Drehzahl zu geringeren Volumenströmen verschoben. Hervorgerufen wird dies durch die Beeinflussung der Meridiangeschwindigkeitskomponente c_m , die für einen kürzeren Strömungsweg durch den Diffusor sorgt, sowie eine Fehlanströmung des beschaukelten Diffusors verhindert. Auch der geringere Querschnitt des beschaukelten Diffusors trägt dazu bei, dass ein Teil der Geschwindigkeitsabnahme zum Druckaufbau genutzt werden kann.

Gleichzeitig verschiebt sich aber auch der maximale Durchsatz durch das Gebläse zu geringeren Volumenströmen. Dieser Effekt lässt sich mit Sicherheit durch die höheren Verluste aufgrund des zu geringen Querschnitts begründen.

Aus den Untersuchungen wird ersichtlich, wie notwendig eine Geometrieanpassung des Diffusors an den jeweiligen Volumenstrom ist. Mit zunehmendem Durchfluss muss der Querschnitt des Gebläses vergrößert werden können, um nicht als Drossel zu wirken. Einer Aufweitung des Diffusors im Bereich des hohen Durchsatzes sind allerdings Grenzen gesetzt. So kann die Strömung der zusätzlichen Querschnittserweiterung nur bedingt folgen. Statt eines weiteren Druckaufbaus aufgrund der zusätzlich aufgeprägten Verzögerungen kommt es rasch zu einer kompletten Strömungsablösung, wie im Abschnitt 4.2.5 gezeigt werden wird.

Die Abbildungen 4.23 bis 4.27 zeigen die dreidimensionalen Kennfelder des Gebläses in Abhängigkeit des Austrittsquerschnittes für Drehzahlen zwischen 18000 min^{-1} und 30000 min^{-1} . Dargestellt ist jeweils das ganze Kennfeld über die Pumpgrenze hinaus. Deutlich zu erkennen ist die Größenzunahme des Kennfeldes mit steigender Drehzahl, sowie die Verwindung des Kennfeldes zwischen maximalem und minimalem Volumenstrom, der aus der Variation des Austrittsquerschnittes herrührt. Diese Verwindung verstärkt sich mit zunehmender Drehzahl.

Auch der aus der Pumpgrenze resultierende Knick, der diagonal über das „Kennfeld“ läuft, tritt mit zunehmender Drehzahl deutlicher hervor.

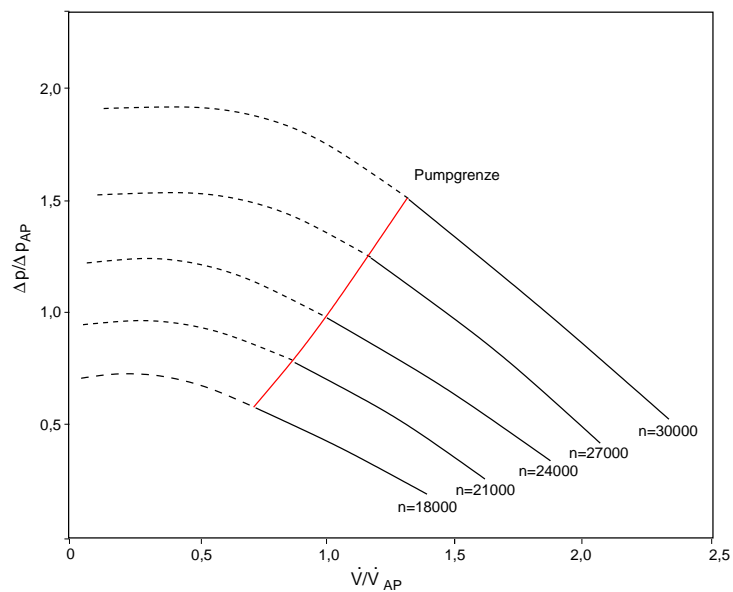


Abbildung 4.16: p - \dot{V} -Diagramm des Gebläses mit parallelem Diffusor

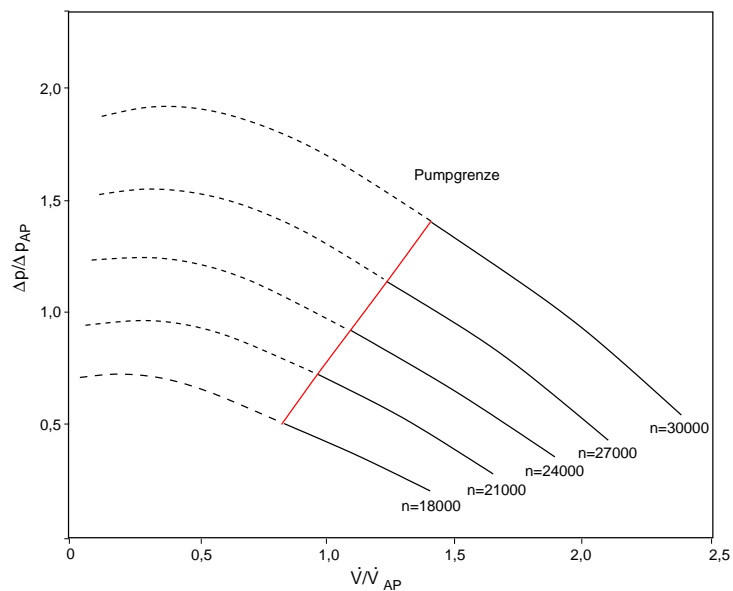


Abbildung 4.17: p - \dot{V} -Diagramm des Gebläses mit 1,5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4 / A_{4AP} \approx 1,27$)

Abbildung 4.18: p - \dot{V} -
Diagramm des Gebläses mit
3 mm aufgeweitetem Diffusor
($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$)

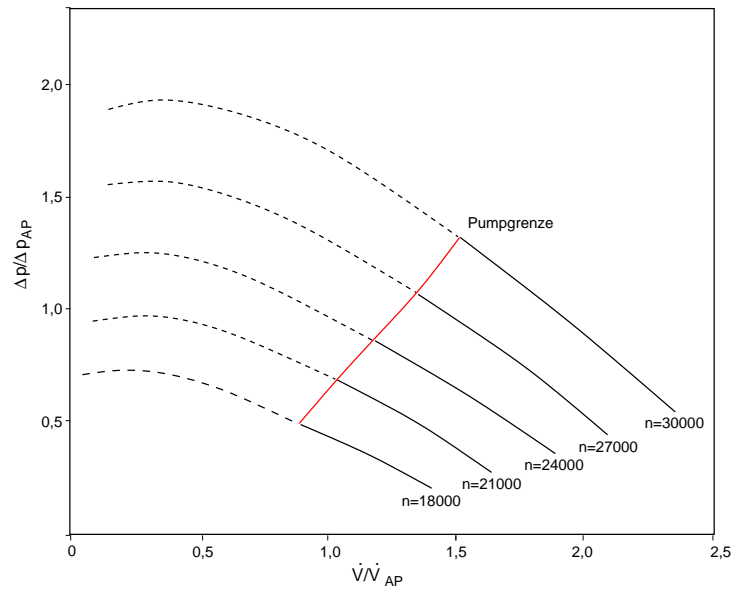
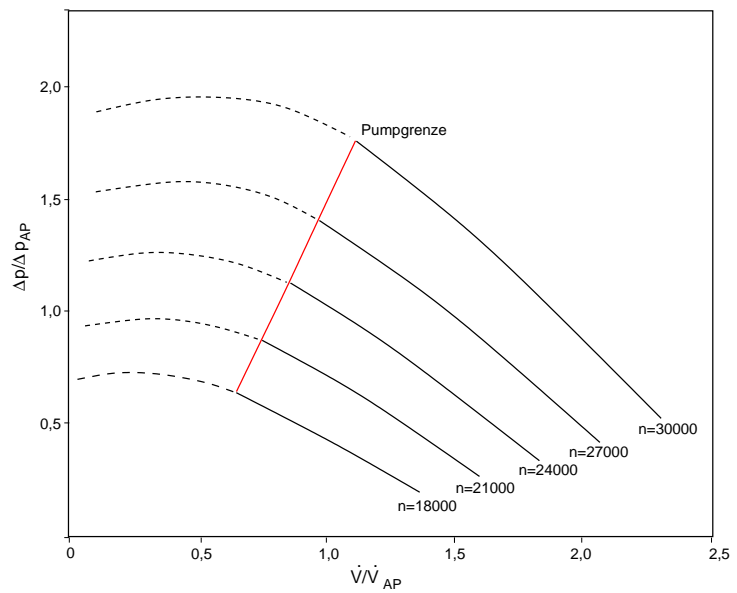


Abbildung 4.19: p - \dot{V} -
Diagramm des Gebläses mit
-1,5 mm verengtem Diffusor
($A_4/A_{4AP} \approx 0,55$)



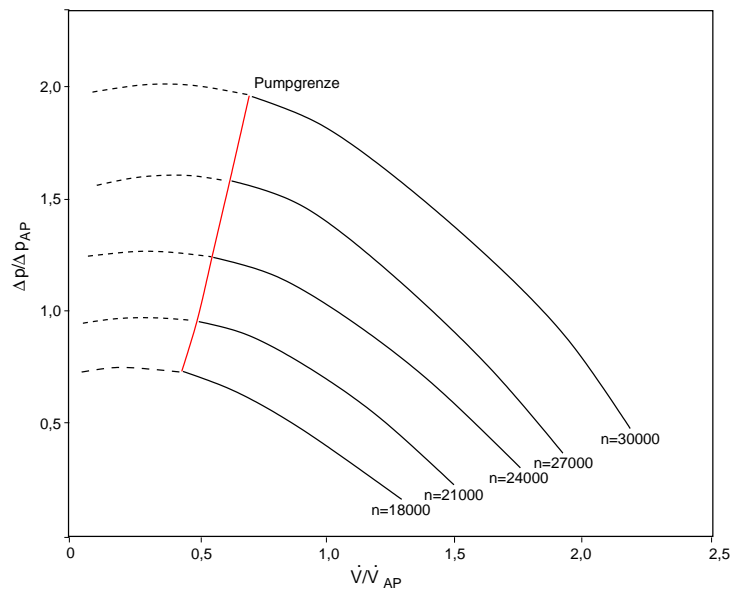


Abbildung 4.20: $p\text{-}\dot{V}$ -Diagramm des Gebläses mit -3 mm verengtem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 0,27$)

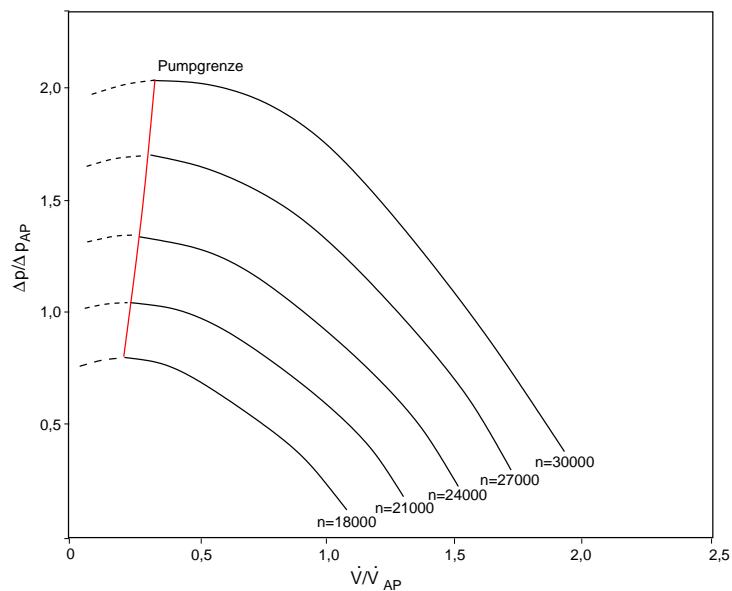


Abbildung 4.21: $p\text{-}\dot{V}$ -Diagramm des Gebläses mit -4,5 mm verengtem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 0,18$)

Abbildung 4.22: Vergleich der Arbeitsbereiche des Gebläses für Breitenveränderungen von -4,5 mm bis +3 mm ($A_4/A_{4AP} \approx 0,18 - 1,55$).

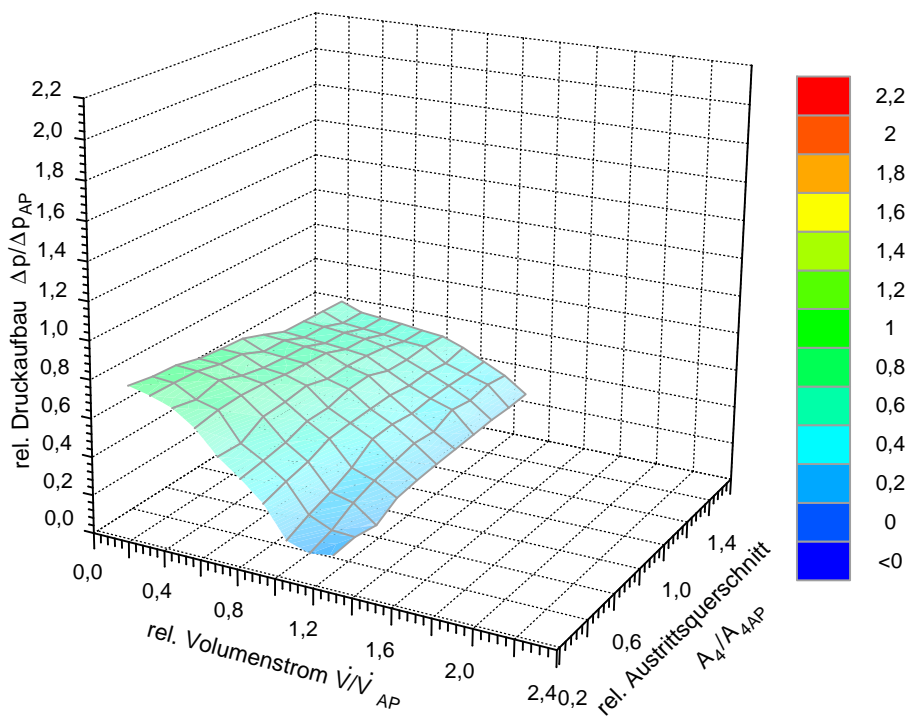
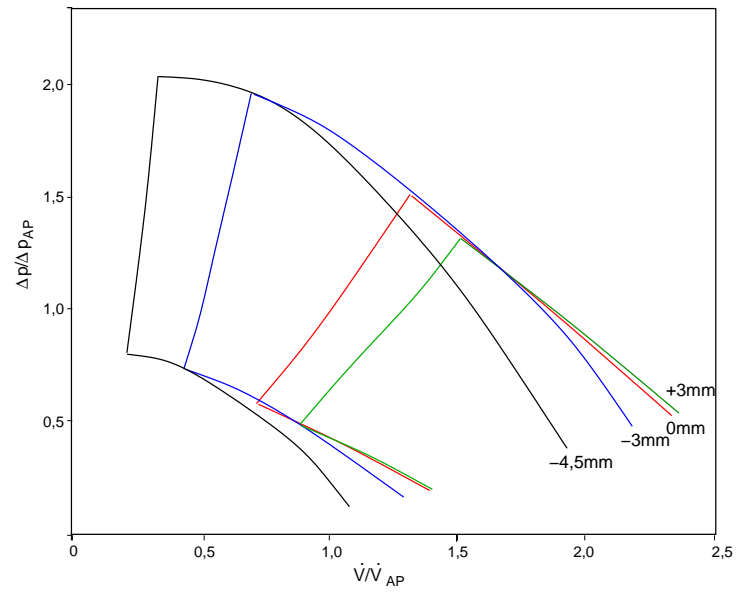


Abbildung 4.23: Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 18000 min^{-1}

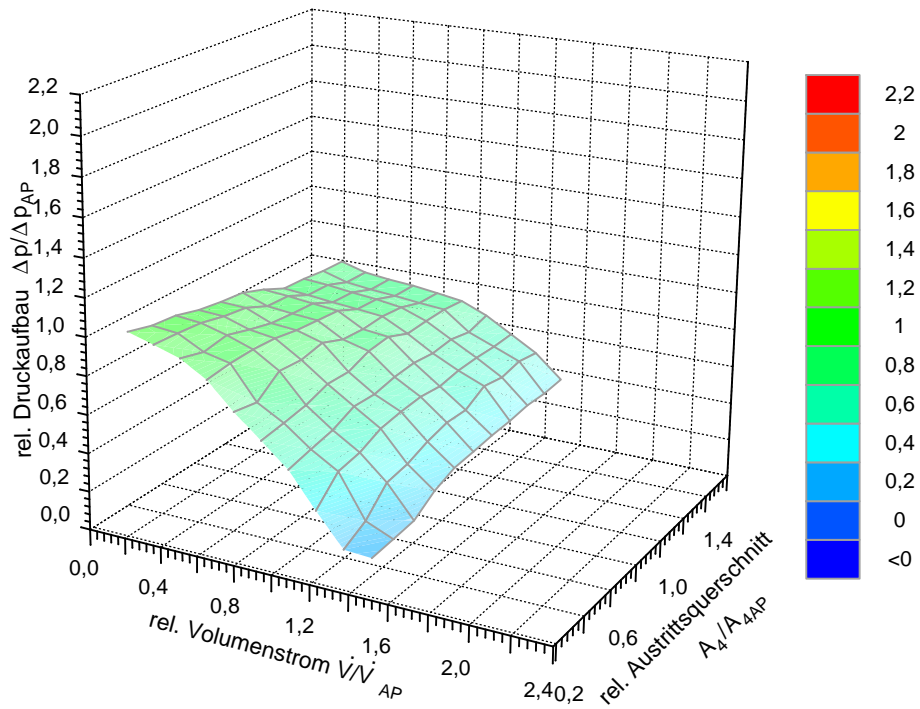


Abbildung 4.24: Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 21000 min^{-1}

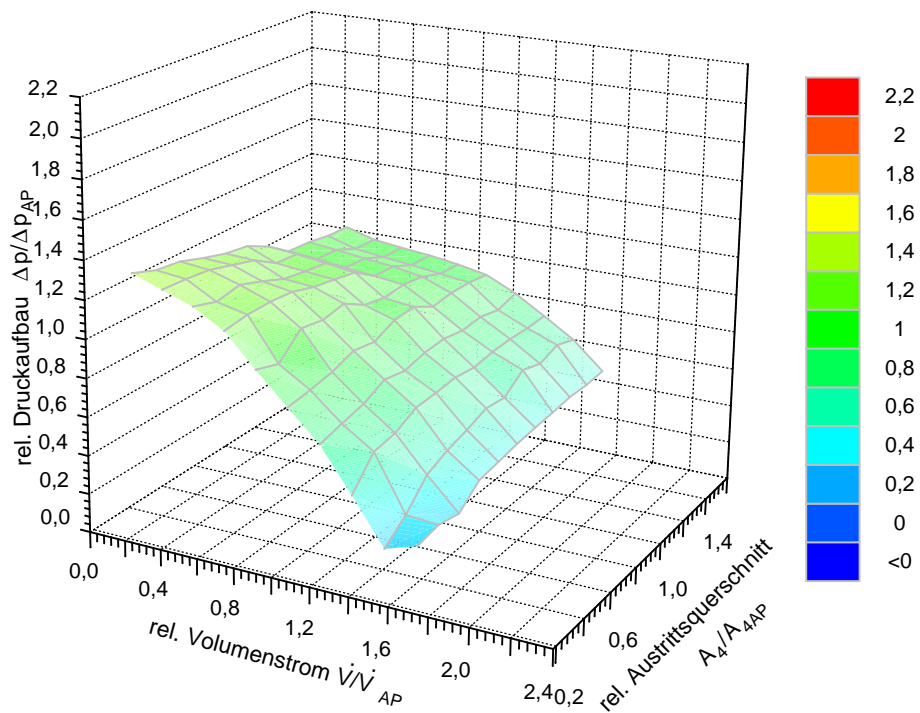


Abbildung 4.25: Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 24000 min^{-1}

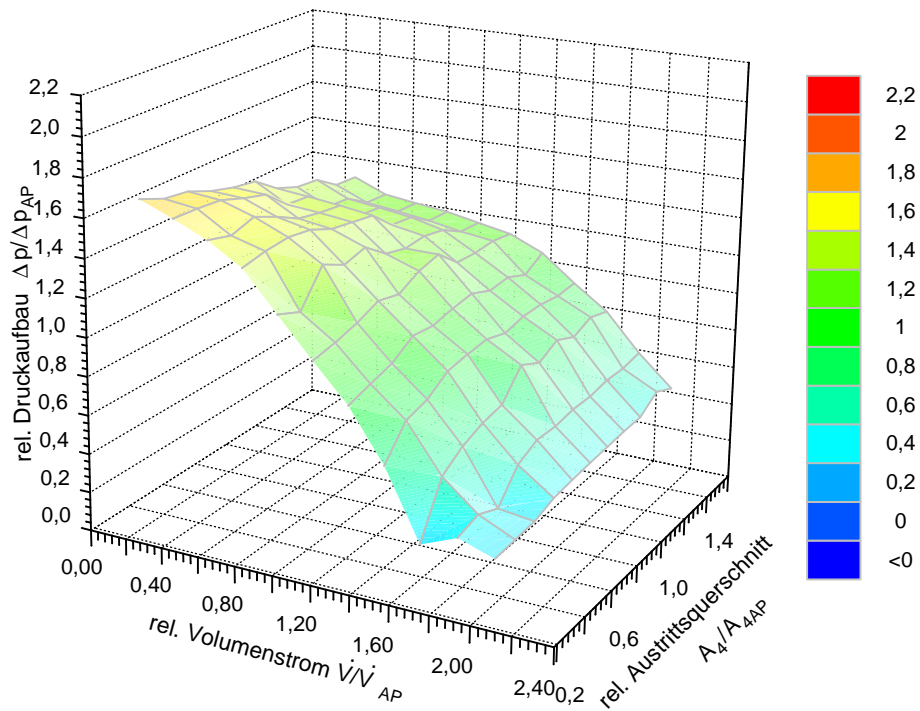


Abbildung 4.26: Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 27000 min^{-1}

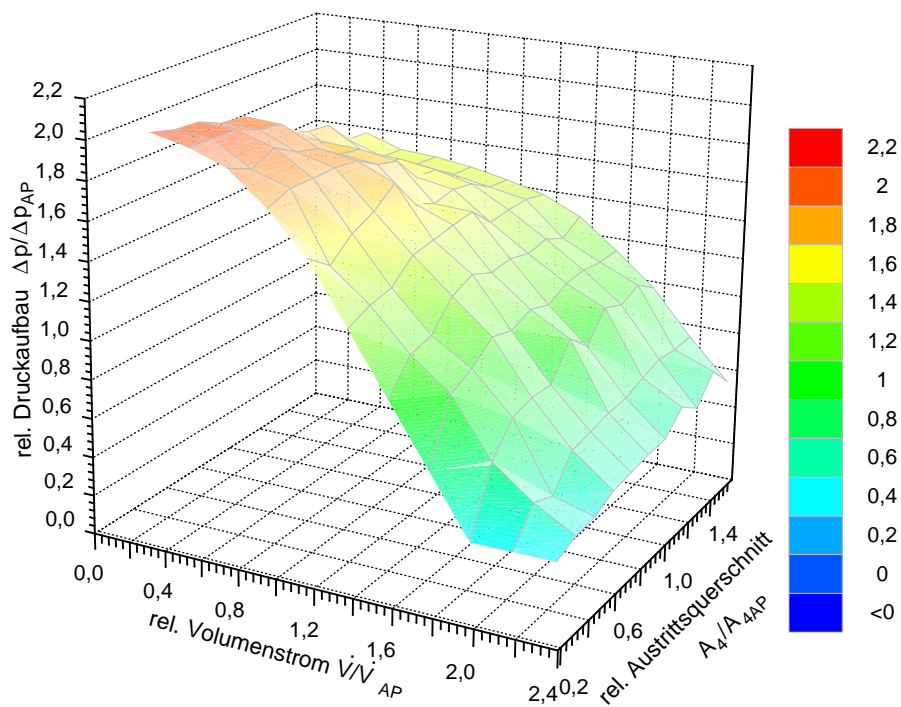


Abbildung 4.27: Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 30000 min^{-1}

4.2.3 Wirkungsgradverhältnisse

Die Abbildungen 4.28 bis 4.30 zeigen das Wirkungsgradverhältnis η/η_{AP} , aufgetragen über das Volumenstromverhältnis \dot{V}/\dot{V}_{AP} und das Austrittsquerschnittsverhältnis A/A_{AP} . Da vom Wirkungsgradverhalten nicht auf die Pumpgrenze geschlossen werden kann, ist diese als weiße Linie eingezeichnet und der Bereich jenseits der Pumpgrenze schraffiert.

Am Verlauf des Wirkungsgrades ist deutlich zu erkennen, dass das Einsetzen des *Rotating Stall* nicht unmittelbar mit einem deutlichen Abfall des Wirkungsgrades verbunden ist. Besonders am Beispiel der Auslegungsdrehzahl reicht der Bereich nahezu konstanten Wirkungsgrades weit in das Pumpgrenzgebiet hinein.

Da die Pumpgrenze wesentlich vom Diffusor beeinflusst wird und die Energieumsetzung im Laufrad erst mit deutlicher Verzögerung betroffen ist, liegt der Bereich des Wirkungsgradmaximums (siehe [12]) oftmals im Gebiet der Strömungsablösung des Diffusors.

Es kann aber beobachtet werden, dass die „Höhenlinien“ jenseits der Pumpgrenze zu geringeren Austrittsquerschnitten abknicken. Ähnliches gilt für Volumenströme oberhalb des Auslegungspunktes. Mit wachsenden Volumenströmen wandert der erreichbare Wirkungsgrad zu größeren Austrittsquerschnitten.

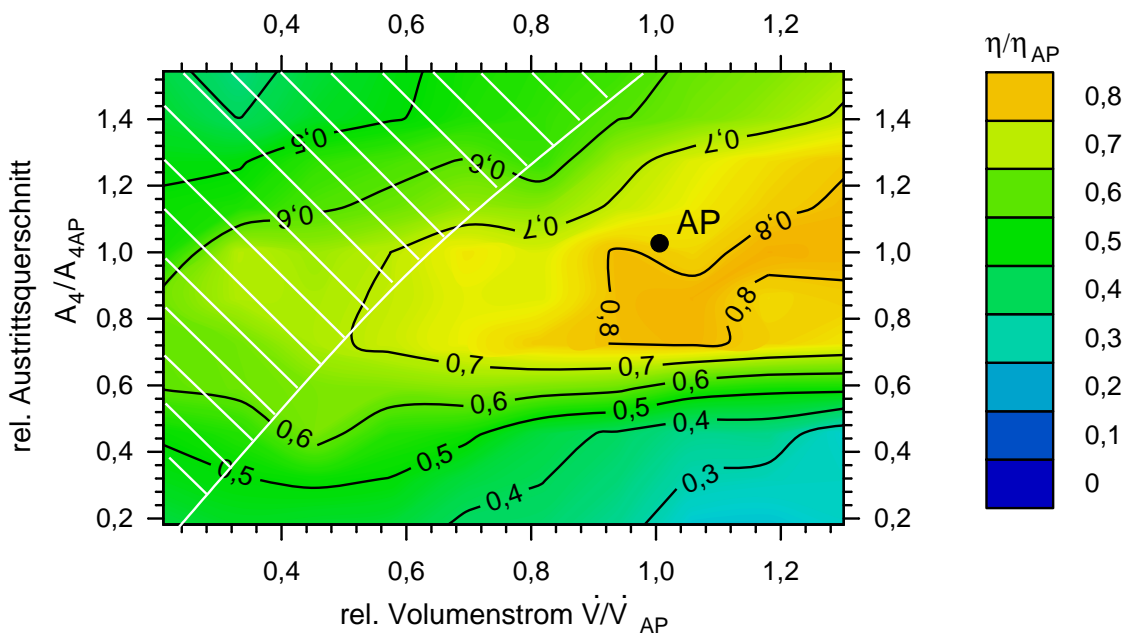


Abbildung 4.28: Relatives Wirkungsgradverhältnis η/η_{AP} für eine Drehzahl von 18000 min^{-1}

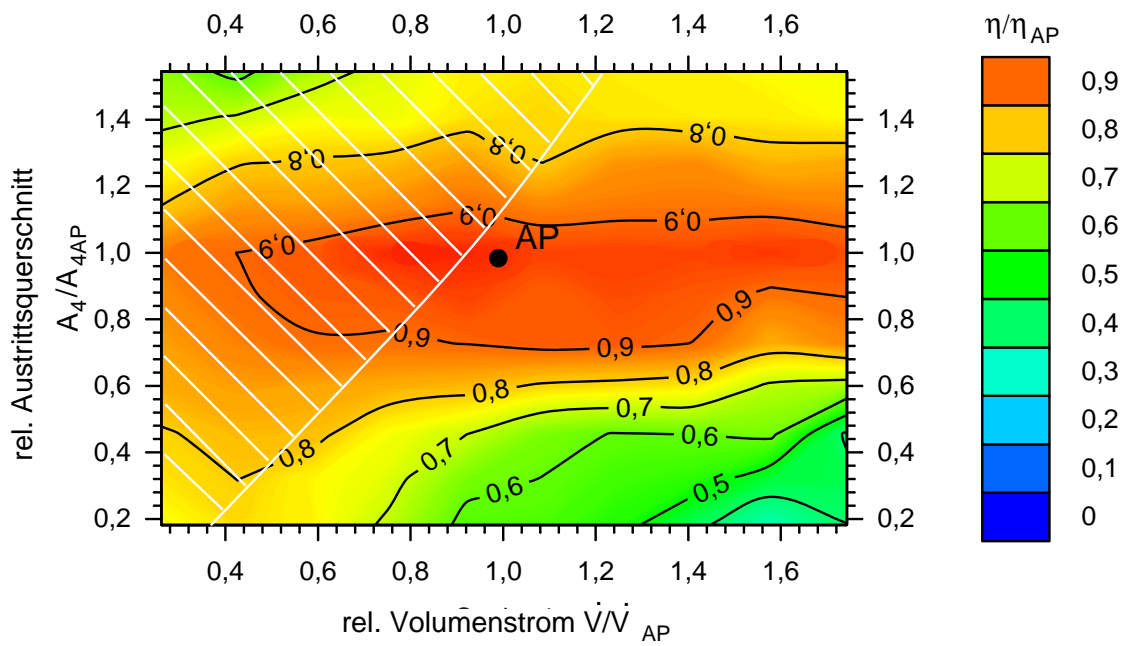


Abbildung 4.29: Relatives Wirkungsgradverhältnis η/η_{AP} für eine Drehzahl von 24000 min^{-1}

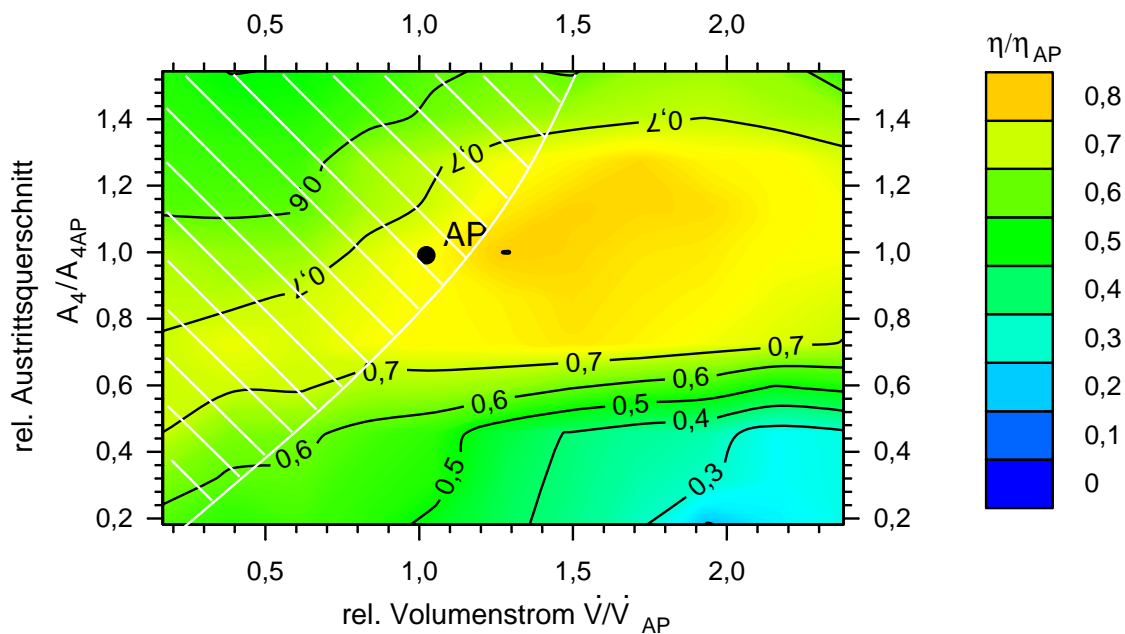


Abbildung 4.30: Relatives Wirkungsgradverhältnis η/η_{AP} für eine Drehzahl 30000 min^{-1}

4.2.4 Druckverlauf im Diffusor

Interessant ist das Verhalten der Gebläsekomponenten bei unterschiedlichen Austrittsquerschnittsverhältnissen A_4/A_{4AP} . Dazu wird das Druckverhältnis an den Messstellen 0 bis 5 des Gebläses, jeweils für den Totaldruck und den statischen Druck aufgetragen. Die Anordnung der Messstellen ist in Abbildung 4.31 skizziert, ebenso wie der Totaldruckverlust und, jeweils in Klammern, die Anteile des dynamischen Drucks an den Messstellen.

Anhand der Druckverläufe ist der Einfluss der Geometrieänderungen im Diffusor gut zu erkennen.

Die Diagramme der Abbildungen 4.31 bis 4.38 geben exemplarisch die Druckverläufe für verschiedene Volumenstromverhältnisse für $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$ und $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,0$ bei Drehzahlen von 18000 min^{-1} und 24000 min^{-1} und darüber hinaus bei 30000 min^{-1} auch für $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,8$ wieder.

Der Einfluss der Geometrie auf den Verlauf sowohl des Totaldrucks als auch des statischen Drucks ist gut zu erkennen. Der unbeschauelte Diffusorteil zeigt zwischen den Punkten 3 und 4 einen gegenüber dem parallelen Diffusor steileren Abfall des Totaldrucks sowie eine geringere Änderung des statischen Drucks. Diese Verluste werden bei geringen Fehlanstellwinkeln des beschauelten Teils aufgewogen. Besonders deutlich wird der Einfluss der Fehlanströmung bei hohen Volumenströmen, während die Unterschiede bei geringen Volumenströmen und hohen Druckdifferenzen weniger stark ausgeprägt sind. Dies liegt zum Teil an den gleichförmigeren Laufradabströmungen bei hohen Volumenströmen. Daher kann sich eine Kanalströmung ausbilden, die in einem Diffusor zu einer homogenen Verzögerung führt und somit zu einem Druckaufbau. Bei geringen Volumenströmen hingegen ist die Laufradabströmung inhomogener, da die Ausprägung der Strahl-Totwassergebiete stärker ist. Somit kommt es im unbeschauelten Teil in erster Linie zu einem Ausgleich der Strömung und erst im Anschluss zu einem Druckaufbau infolge einer ausgebildeten Diffusorströmung.

Dies drückt sich in einem gegenüber dem beschauelten Teil größeren Totaldruckverlust aus, obwohl der statische Druckgewinn des unbeschauelten in etwa dem des beschauelten Diffusorteils entspricht. Dieses Verhältnis ändert sich jedoch im Falle von Falschanströmungen zu Ungunsten des beschauelten Diffusorteils. So kann es im Extremfall (siehe Abb. 4.36) zu einem Abfall des statischen Drucks im beschauelten Teil kommen.

Abbildung 4.31: Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p(t)/\Delta p_{1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 18000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$

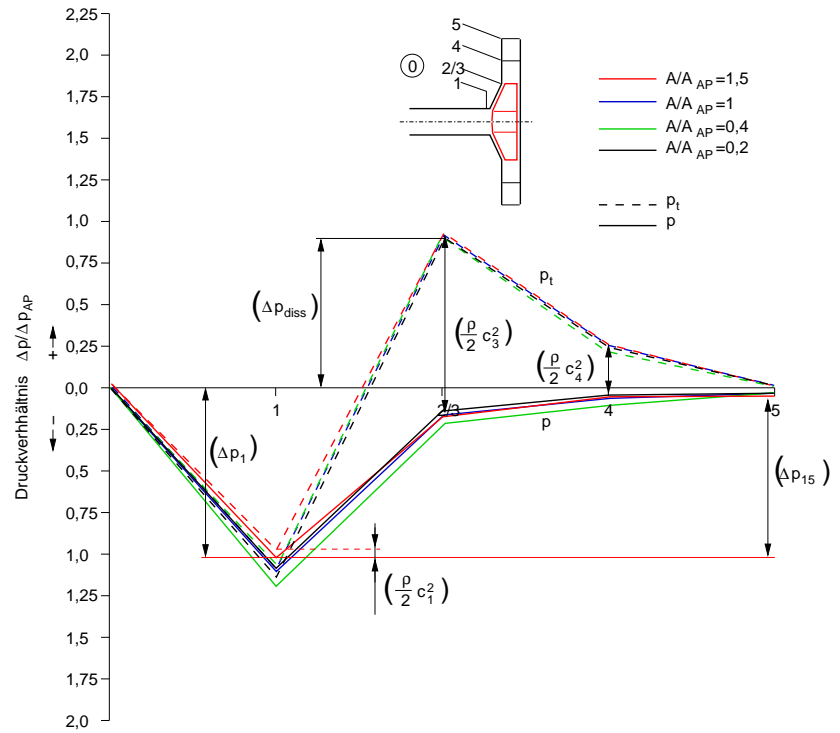
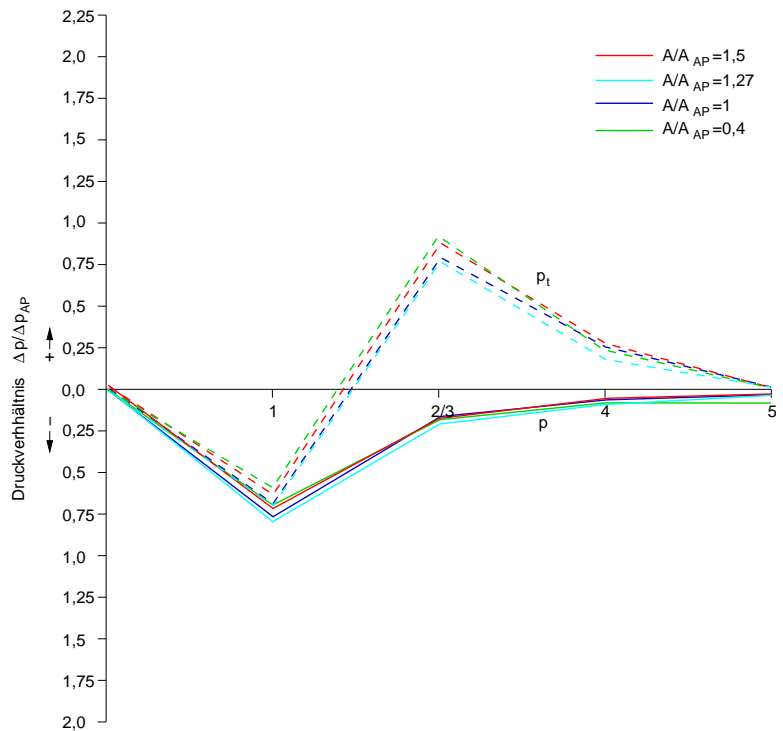


Abbildung 4.32: Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p(t)/\Delta p_{1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 18000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,0$



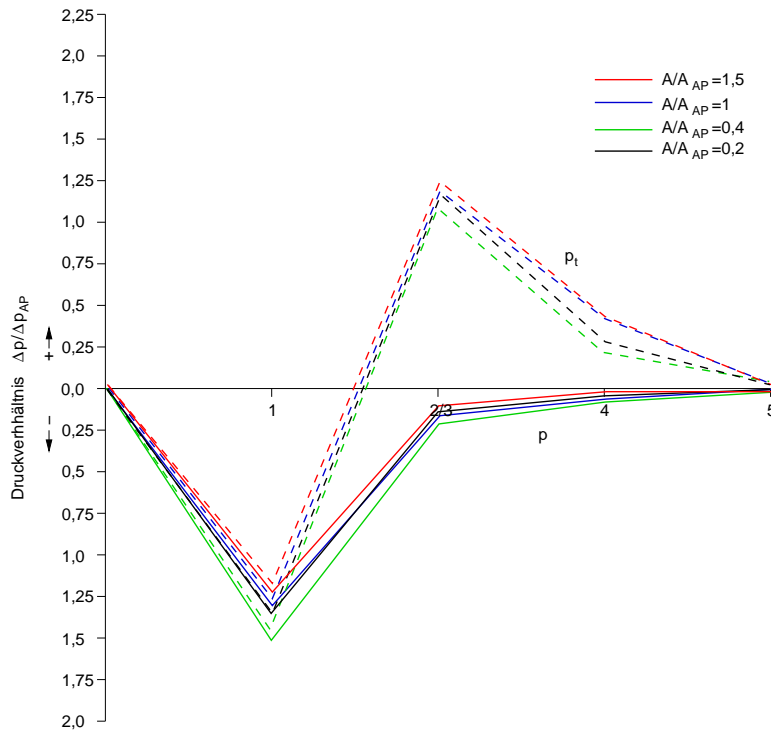


Abbildung 4.33: Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p(t)/\Delta p_{1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 24000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$

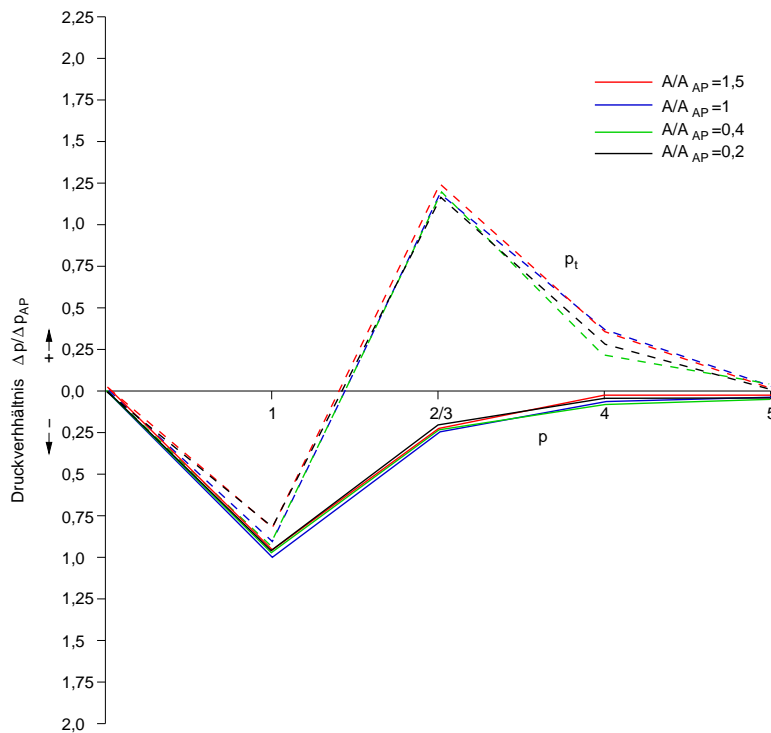


Abbildung 4.34: Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p(t)/\Delta p_{1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 24000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1$

Abbildung 4.35: Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p/\Delta p_{1AP}$ sowie des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_t/\Delta p_{t1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 24000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,8$

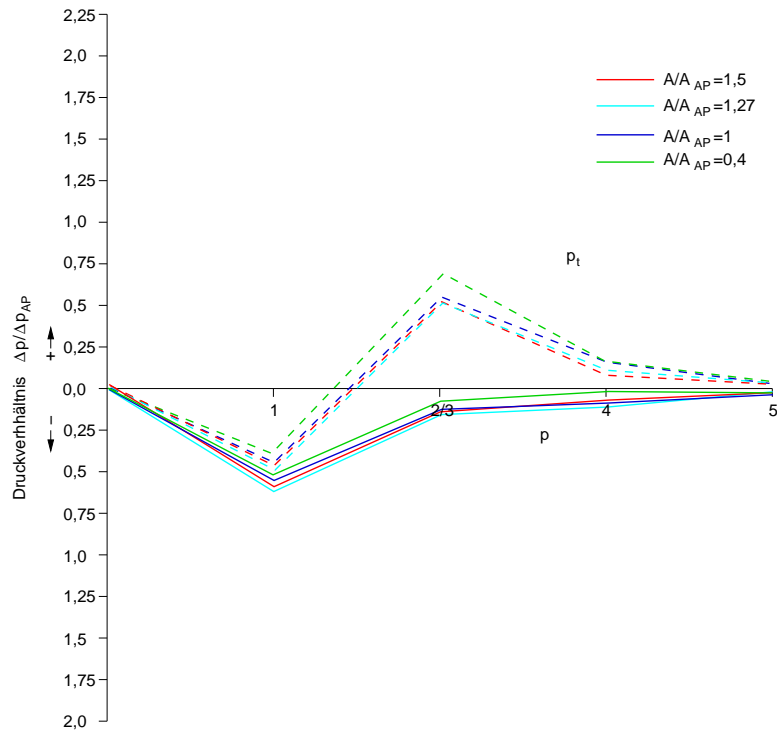
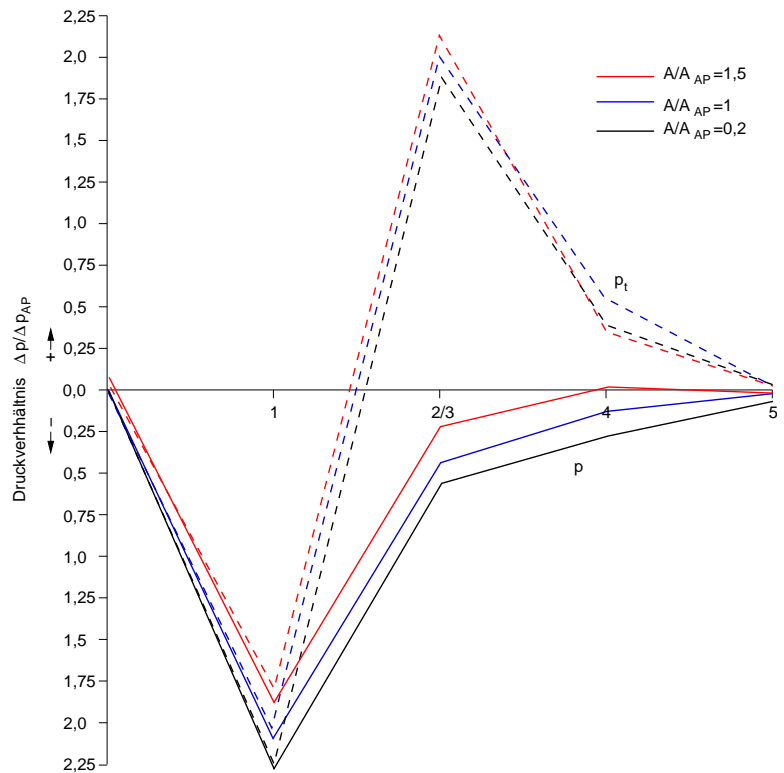


Abbildung 4.36: Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p/\Delta p_{1AP}$ sowie des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_t/\Delta p_{t1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 30000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$



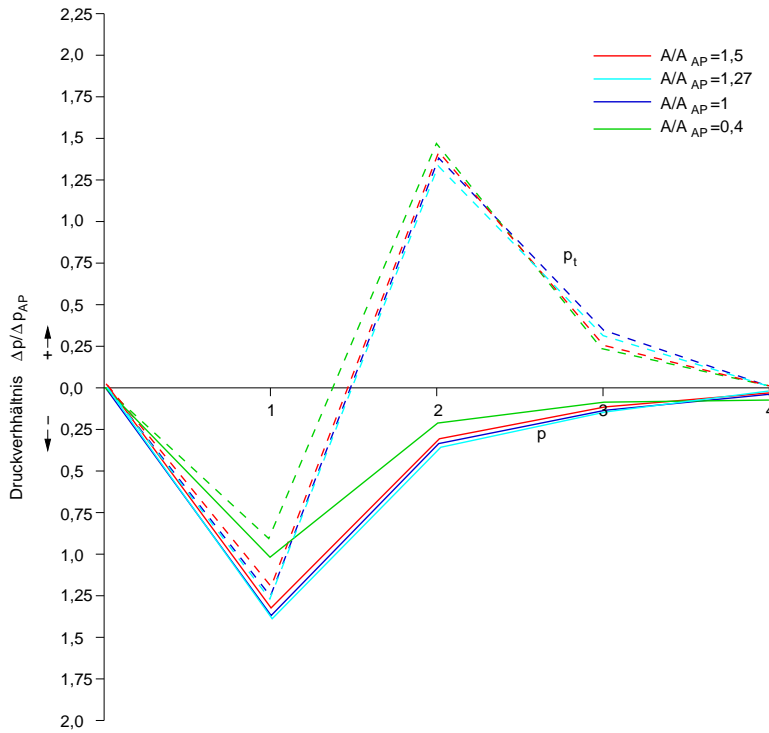


Abbildung 4.37: Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p / \Delta p_{1,AP}$ sowie des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_t / \Delta p_{t1,AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 30000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V} / \dot{V}_{AP} = 1,0$

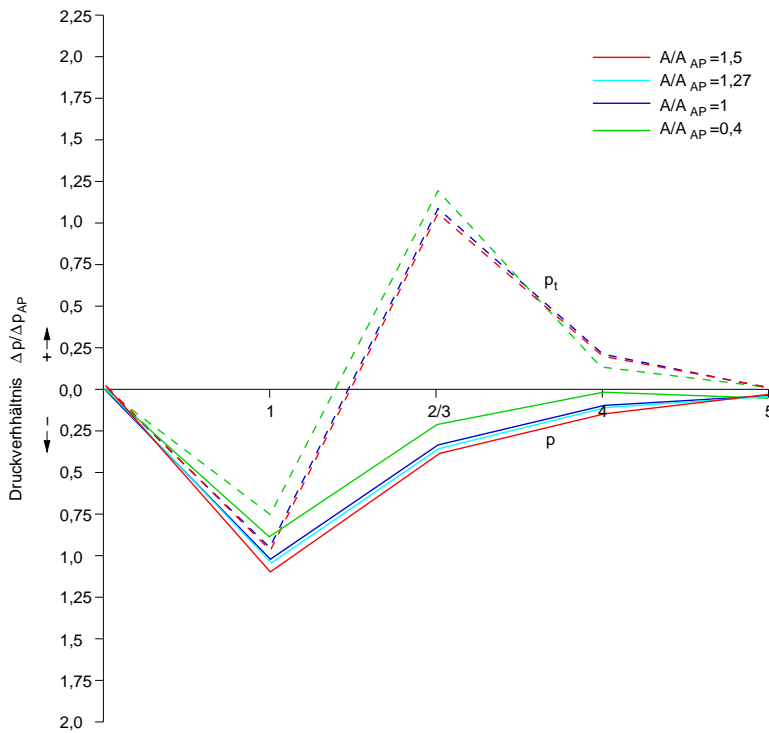


Abbildung 4.38: Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p / \Delta p_{1,AP}$ sowie des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_t / \Delta p_{t1,AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 30000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V} / \dot{V}_{AP} = 1,8$

Anhand des Druckbeiwertes c_p (siehe Abschnitt 2.4) des Diffusors kann auf die Fähigkeit des Diffusors geschlossen werden, die Strömungsverzögerung in Druck umzusetzen. Dabei reagiert der Diffusor wesentlich empfindlicher auf die Strömungsveränderungen die mit Abweichungen vom Auslegungspunkt einhergehen. Abbildung 4.39 zeigt den Verlauf des Druckbeiwertes $c_{p3 \rightarrow 5}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und des Querschnittsverhältnisses.

Deutlich ist die diagonale Ausrichtung des „Höhenzuges“ zu erkennen. Das weiße Gebiet kennzeichnet den Bereich, indem infolge der Querschnittsabnahme durch den konvergierenden unbeschaukelten Diffusorteil negative Druckgradienten auftreten.

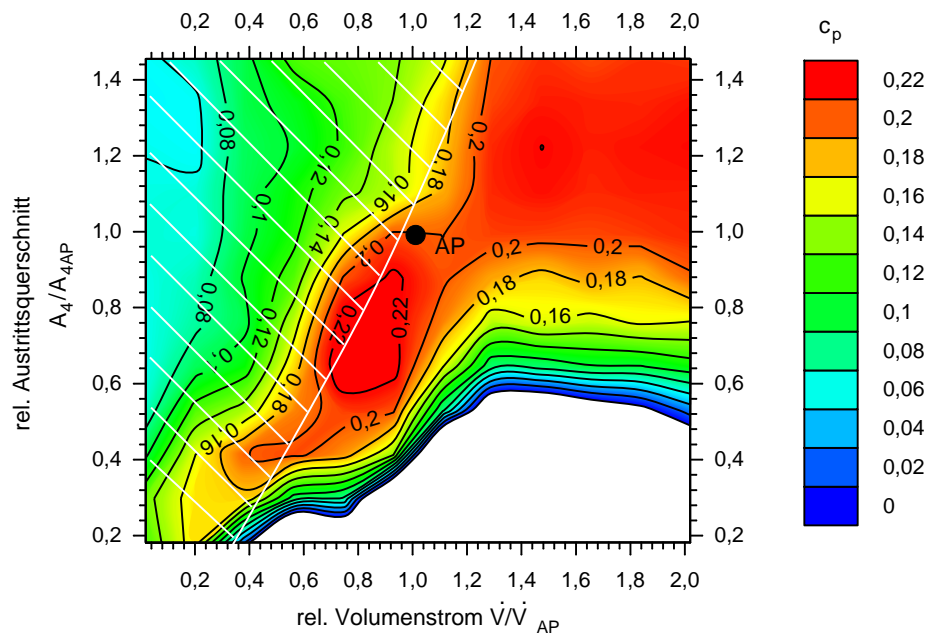


Abbildung 4.39: Verlauf des Diffusor-Druckbeiwertes $c_{p3 \rightarrow 5}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und Querschnittsverhältnisses

Der Druckbeiwert ist mit Maximalwerten von 0,23 geringer als für Diffusoren von Großmaschinen üblich. Für ein möglichst breites Kennfeld gelten Verzögerungswerte von $c_3/c_5 < 1,6 - 1,8$ und somit Druckbeiwerte von $c_p \approx 0,6$. Im Falle des verwendeten Diffusors wird somit im Idealfall 23% der gesamten kinetischen Energie für den Druckaufbau im Diffusor genutzt. Deutlicher als bei der Wirkungsgradverteilung tritt hier der Einfluss der Geometrieänderung hervor.

Die Flanken des „Höhenzuges“ fallen gerade bei niedrigen Volumenströmen steil ab. Dies ist durch die zunehmenden Einflüsse der wachsenden Strömungsinhomogenität bei Annäherung an die Pumpgrenze zu erklären. Die ungleichförmige Strömung führt in Verbindung mit Fehlanströmungen des Diffusors zu induzierten Ablösungen. Da in den

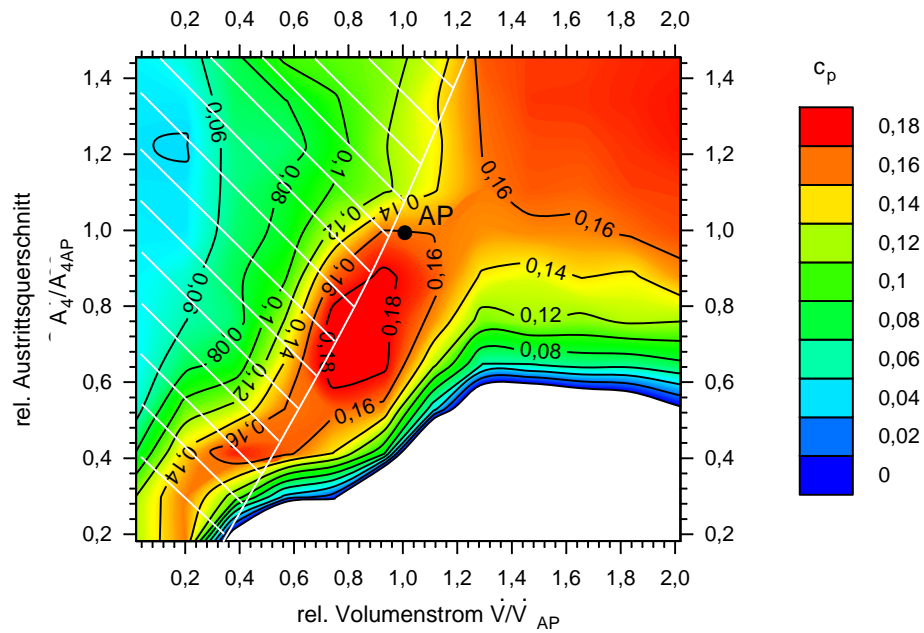


Abbildung 4.40: Verlauf des Diffusor-Druckbeiwertes des unbeschauften Diffusorteils $c_{p3 \rightarrow 4}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und Querschnittsverhältnisses

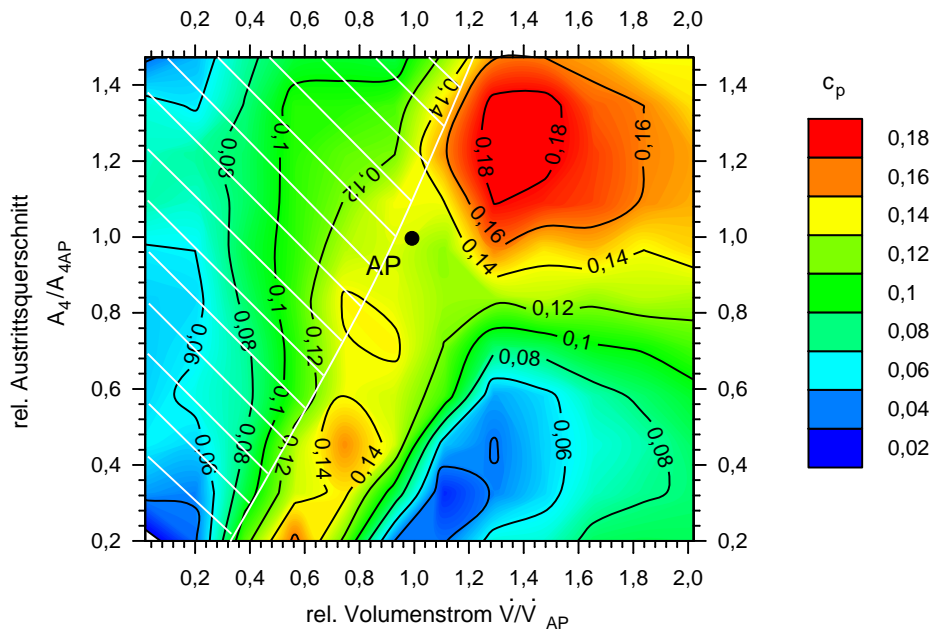


Abbildung 4.41: Verlauf des Diffusor-Druckbeiwertes des beschauften Diffusorteils $c_{p4 \rightarrow 5}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und Querschnittsverhältnisses

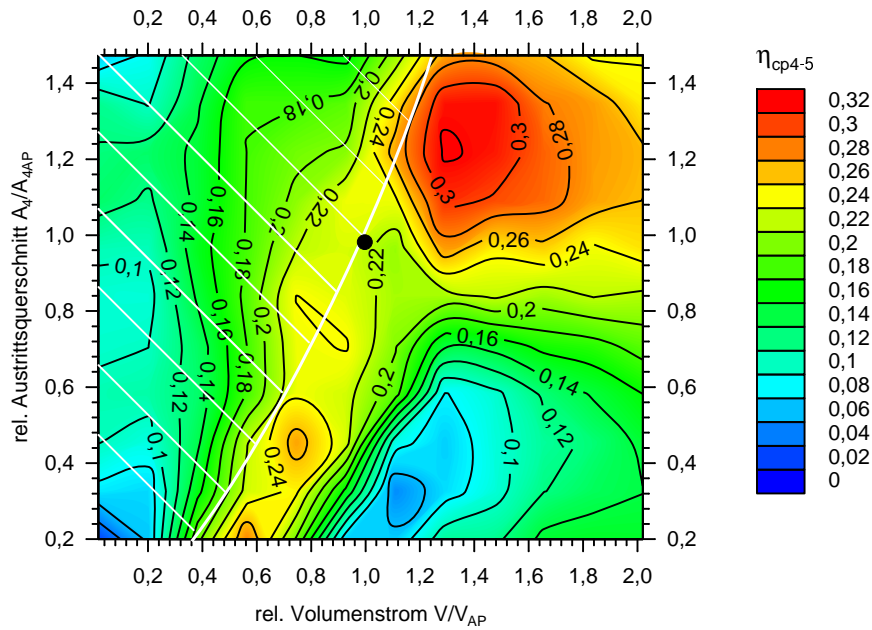


Abbildung 4.42: Diffusor-Gütegrad des beschaufelten Diffusorteils $\eta_{Diff4 \rightarrow 5}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und Querschnittsverhältnisses

meisten Fällen der maximale Wirkungsgrad des Gebläses eine Diffusorströmung mit beginnender Ablösungen bedingt, ist der Abstand zu einer vollständigen, schädigenden Ablösung gering.

Die Betrachtung der Druckbeiwerte des unbeschaufelten (siehe Abb. 4.40), sowie des beschaufelten Diffusorteils (siehe Abb. 4.41), zeigt ein unterschiedliches Verhalten der Teildiffusoren. Während der unbeschaufelte Diffusor aufgrund der veränderlichen Austrittsquerschnitte Bereiche ohne Druckaufbau und einen ausgeprägten „Höhenrücken“ aufweist, ist das c_p -Maximum des beschaufelten Teildiffusors deutlich zu höheren Volumenströmen und größeren Querschnitten verschoben.

Dies liegt an den Verhältnissen im beschaufelten Diffusor, da sich mit abnehmender Schaufelbreite das Verhältnis von Kanalhöhe zu Kanalweite ungünstig verändert. Zudem findet im Diffusor ein Ausgleich zwischen den energiereichen Strahlgebieten und den energiearmen Totwassergebieten statt, die zum Teil erhebliche Drucksteigerungen bewirken, jedoch unabhängig von der Diffusorgeometrie stattfinden.

Für den beschaufelten Diffusorteil ist in Abbildung 4.42 der Diffusorgütegrad $\eta_{Diff4 \rightarrow 5}$ (siehe Gl. 2.73) dargestellt. Deutlich auszumachen ist der schmale „Grat“ unterhalb des Auslegungspunktes, der auf eine deutlich sensiblere Strömung hinweist, als der oberhalb

des Auslegungspunktes gelegene, deutlich ausgeprägtere Bereich um den Maximalwert. Aus den oben angeführten Gründen liefert die Betrachtung des Diffusorgütegrades des unbeschauelten Diffusors keine Aussage, weshalb auf eine Darstellung verzichtet wurde.

4.2.5 Diffusorströmung im teilbeschauelten Diffusor

Mit Hilfe der PIV kann die Strömung des beschauelten Diffusorteils visualisiert werden. Durch die Aufnahme des ganzen Strömungsfeldes können instationäre Vorgänge wie Rückströmungen „eingefroren“ werden. Dies ist besonders nahe der Pumpgrenze wichtig, um Aussagen über Art und Qualität der Strömung zu machen.

Die Mittelung der Einzelaufnahmen erbringt wiederum den Vergleich mit stationären Rechnungen und den Kennfeldmessungen und zeigt die (zeit-)gemittelte Strömung durch den Diffusor.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der PIV für das Gebläse mit teilbeschaueltem 48°-Diffusor bei Auslegungsdrehzahl und auslegungsnahem Drosselzustand exemplarisch dargestellt.

Aufgrund der Ähnlichkeit der Aufnahmen wurde die Anzahl der Darstellungen der Strömungen auf den auslegungsnahen Punkt sowie interessante Phänomene beschränkt.

Die Abbildungen 4.43 bis 4.50 zeigen anhand von Mittelwertsbildung über 80 PIV-Auswertungen die Entwicklung der Strömung bei zunehmender Aufweitung des Diffusors, jeweils bei Auslegungsdrehzahl, Auslegungsansaugdruck und -Auslegungsvolumenstrom.

Strömung im Auslegungszustand

In Abbildungen 4.43 und 4.44 sind die Diffusorströmungen im Auslegungsfall dargestellt. Die Strömung ist in Richtung der Diffusorfront verschoben, der rückwärtige Teil zeigt geringere Strömungsgeschwindigkeiten und eine höhere Strömungsverzögerung, während die Kernströmung bis zur halben Diffusorlänge kaum verzögert wird. Erst im weiteren Verlauf des Diffusors erfolgt ein Ausgleich des Geschwindigkeitsfeldes. Deutlich zu erkennen ist die frontseitige Orientierung der Kernströmung. Im rückseitigen Bereich ist die Strömungsverteilung deutlich homogener.

Die Einstromung erfolgt mit leichtem Bruststoß, da dadurch die Gefahr der Ablösung aufgrund des plötzlichen Abbaus des Dralls und der damit verbundenen Strömungsdrift in Richtung der Druckseite kompensiert wird (vgl. Abb. 2.21).

Bei einer Aufweitung um +3 mm unterscheidet sich die Strömung in den Messebenen deutlich voneinander. In Abbildung 4.45 ist die Strömung an der Frontseite zu erken-

Abbildung 4.43: Strömung in Kanalmitte/Frontseite im Auslegungspunkt bei parallelem Diffusor

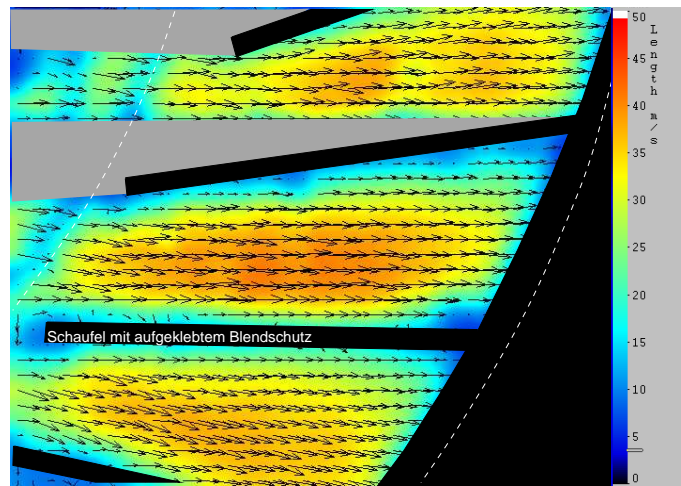
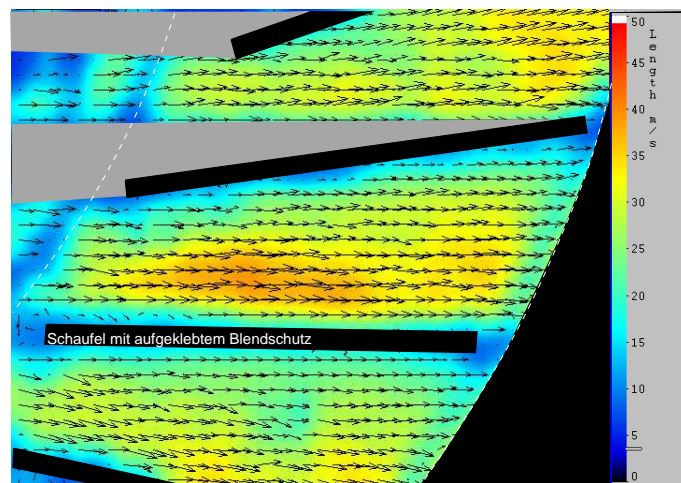


Abbildung 4.44: Strömung in Kanalmitte/Rückseite im Auslegungspunkt bei parallelem Diffusor



nen. In der Hauptströmung ist kein nennenswerter Abbau der Meridiangeschwindigkeit auszumachen. Hingegen zeigen die Aufnahmen der Diffusormittenströmung (Abb. 4.46) und der rückwärtigen Strömung (Abb. 4.47) ein deutlich abweichendes Verhalten. Bei dieser Aufweitung wird die Geschwindigkeitsverteilung nicht nur in Umfangsrichtung verzerrt, zusätzlich scheint auch eine Verzerrung in axialer Richtung zu erfolgen, deren Ausgleich und der damit verbundene Druckaufbau erst im Nachlauf des Diffusors stattfinden kann, was somit zu einer Verminderung der Diffusorleistung führt. Somit scheint die Diffusorströmung nur bedingt der Aufweitung zu folgen.

Trotz der inhomogenen Strömungsverteilung über den Querschnitt kommt es nur zu geringen Fehlanströmungen, die nicht zu Ablösungen am Schaufeleintritt führen. Ursache dieser ungleichen Querschnittsverteilung kann neben der Aufweitung auch die Abströmung aus dem Laufrad sein.

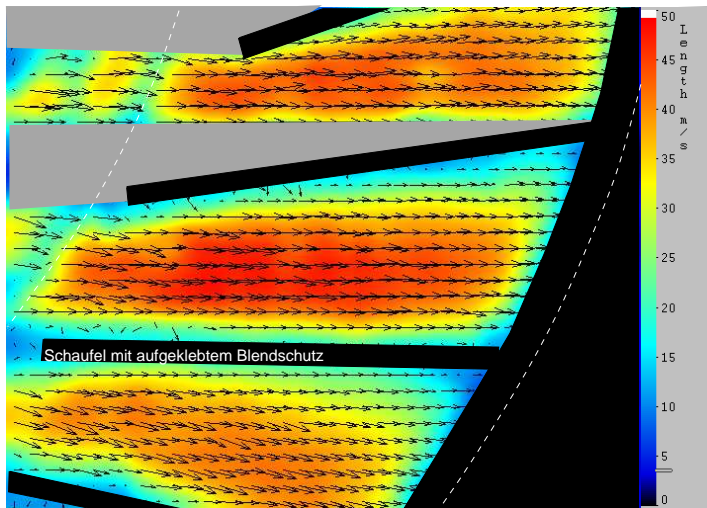


Abbildung 4.45: Frontseitige Strömung bei Auslegungsdrehzahl bei +3 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$)

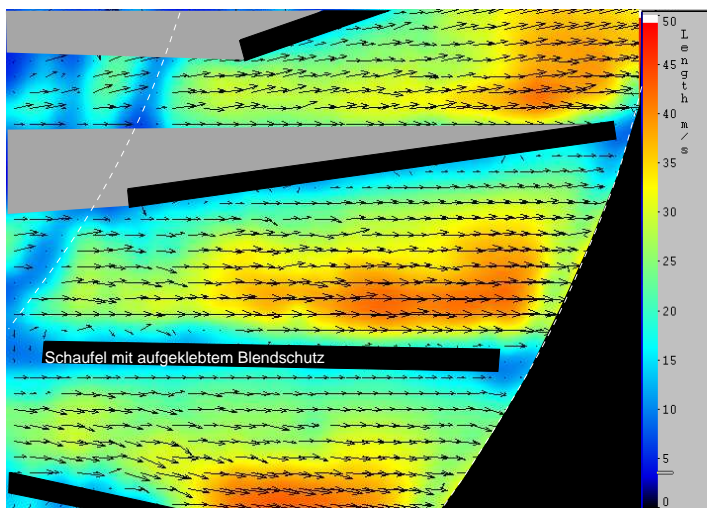


Abbildung 4.46: Mittenströmung bei Auslegungsdrehzahl bei +3 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$)

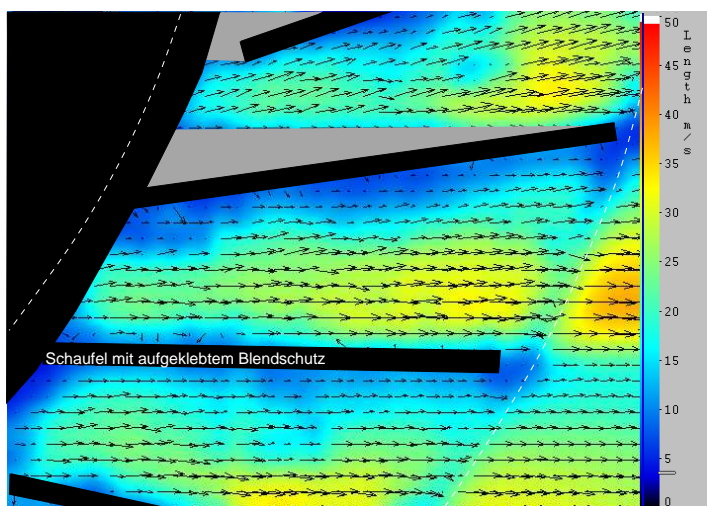


Abbildung 4.47: Rückwärtige Strömung bei Auslegungsdrehzahl bei +3 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$)

Die Abbildungen 4.48 bis 4.50 zeigen die Durchströmung des beschaufelten Diffusors für eine extreme Aufweitung von +5 mm. Die Grenzschicht scheint im Bereich der Rückwand extrem aufgedickt zu sein und weist Ablösungen und zum Teil deutliche Rückströmungen auf. In Abbildung 4.51 ist eine Einzelaufnahme der instationären Strömung im rückwandnahen Bereich des Diffusors enthalten. Hier wird der extrem instationäre Charakter der Strömung deutlich, der durch die Mittelwertbildung über die PIV-Aufnahmen verdeckt wird.

Daher kann durch die zeitliche Mittelung nur eine „Pseudoströmung“ dargestellt werden, die zwar grundsätzlich die Durchströmung darstellt, aber den Phänomenen einer abgelösten Strömung keine Rechnung trägt.

Zwar scheint die Verzögerung der Hauptströmung vorhanden zu sein, jedoch existieren Ablösungen sowohl an der Saug- wie auch an der Druckseite der Schaufeln, was die Wirkung des Diffusors deutlich reduziert.

Die ungleiche Strömungsverteilung resultiert aus der Durchströmung des unbeschaufelten, aufgeweiteten Diffusorteils. Wie die Ergebnisse des unbeschaufelten Diffusors zeigten, kommt es bei stärkeren Aufweitungen zu einer extremen Aufdickung der Grenzschicht und im weiteren Verlauf zu Ablösung der Strömung an der Membran. Dies führt zu einer Strömungsverlagerung zur Diffusorfrontseite, wie in den Auswertungen dargestellt.

Die Abbildung 4.52 zeigt die Strömung durch den Diffusor bei starker Drosselung und divergentem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 0,23$). Aufgrund der Verlagerung des Austrittsspalt zur Frontseite muss die Laserlichtschnittebene ebenfalls zur Frontseite verschoben werden. Damit liegt der Lichtschnitt in der Mitte des beschaufelten Diffusorteils.

Durch den verengten Querschnitt und durch die Nähe zur Vorderwand des Diffusors, kommt es zu starken Reflexionen des Laserlichtes an den Einbauten, was zu einer Verschlechterung der Bildqualität und somit zu Problemen bei der Auswertung führt.

Erkennbar wird jedoch die homogene Strömungsverteilung in den Diffusorkanälen, sowie die gleichmässige Ausströmung aus dem beschaufelten Diffusorteil. Aufgrund der Anströmung kommt es am Eintritt zu einem leichten „Nackenstoß“, der jedoch aufgrund der hohen Umfangskomponente der Strömung unmittelbar nach dem Eintritt verschwindet.

Allen ausgebildeten Diffusorströmungen ist gemeinsam, dass die Kernzone der Strömung im Diffusorkanal eine nur geringe Strömungsverzögerung erfährt.

Das Geschwindigkeitsprofil wird stromabwärts verzerrt und die Kontur weicht zunehmend vom Profil einer Kanalströmung ab. Dies liegt zum Teil an der Aufdickung der Grenzschicht. Die Hauptursache hingegen ist in der Verzögerung der randnahen Gebiete zu suchen, da hier die Strömung verzögert und Druck aufgebaut wird. Die Tatsache,

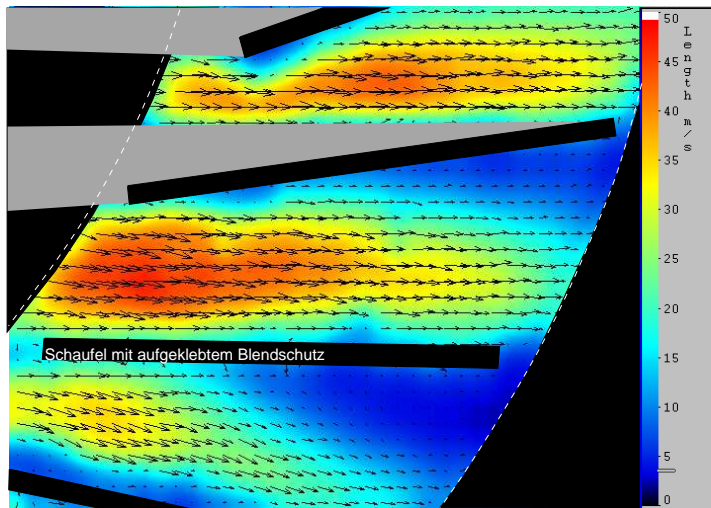


Abbildung 4.48: Frontseitige Strömung bei Auslegungsdrehzahl bei +5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$)

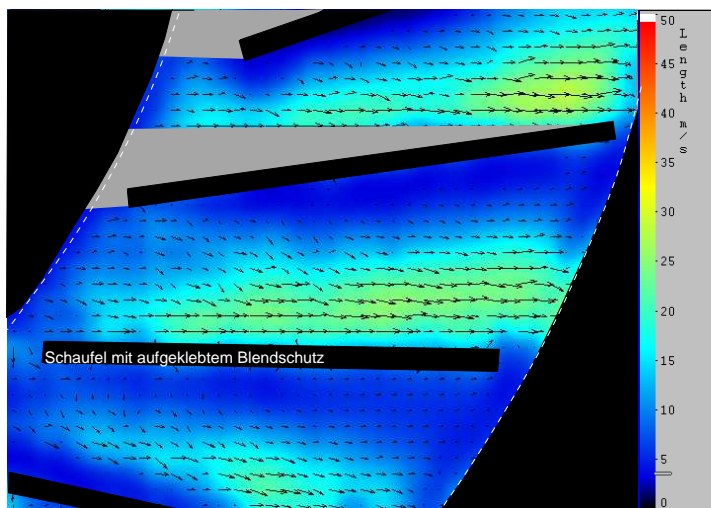


Abbildung 4.49: Mittenströmung bei Auslegungsdrehzahl bei +5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$)

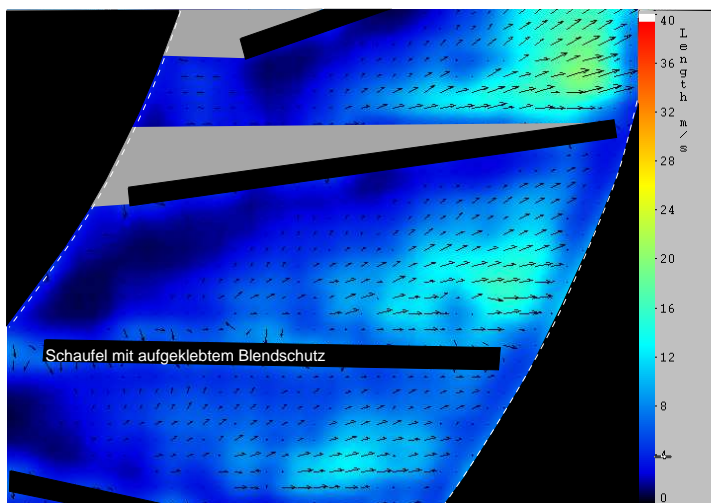


Abbildung 4.50: Rückseitige Strömung im Auslegungspunkt bei +5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$)

Abbildung 4.51: Einzelbildauswertung einer instationären Strömung in der Nähe der Rückwand im Auslegungspunkt bei +5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$)

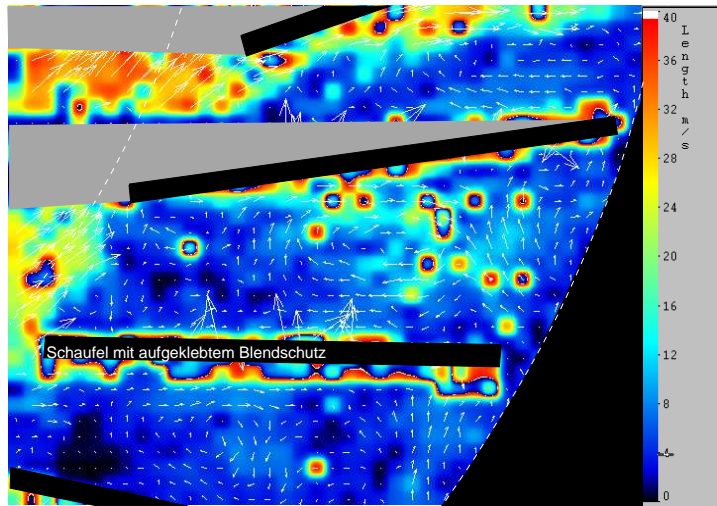
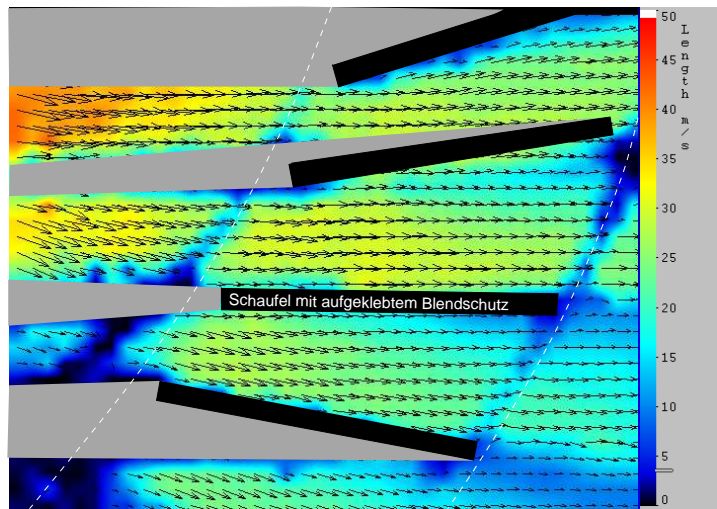


Abbildung 4.52: Strömung bei starker Drosselung ($V/V_{AP} \approx 0,2$) und $-3,5$ mm verengtem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 0,23$)



dass der Diffusor auch bei extremen Verengungen noch wirksam arbeiten kann, stützt die These, dass die Verzerrung tatsächlich größtenteils aus der Verminderung der kinetischen Energie herrührt und nicht aus Grenzschichteffekten, da sich diese aufgedickten Grenzschichten an der Diffusorfront und Rückseite berühren müssten.

Der verstellungsbedingten zusätzlichen Aufweitung des Diffusors folgt die Strömung nur in geringem Umfang. So sind die Geschwindigkeiten im rückwärtigen Bereich des Diffusors stets geringer als in gleichem Wandabstand im Frontbereich. Mit wachsender Aufweitung wird dabei die Meridiangeschwindigkeit im rückwärtigen Lichtschnitt zunächst geringer, bis Rückströmungen auftreten, die zu einer Störung der gesamten Kanalströmung führen.

Nach Eintritt der Blockagen ändert sich das Verhalten der zeitlich gemittelten PIV-Auswertungen. Die „Pseudoströmung“ weist eine deutliche Verzögerung der Diffusor-

strömung auf, ein Verhalten, dass eher der theoretischen Diffusorströmung entspricht. Dies liegt daran, dass die Rückströmung an Geschwindigkeit verliert, je weiter sie in den Diffusorkanal hinein läuft, während die Ausströmung aus dem Diffusor weit weniger verzögert wird.

Durch die Mittelwertbildung werden somit die Rückströmgeschwindigkeiten von den Durchströmgeschwindigkeiten subtrahiert und ergeben somit eine Nettoströmung. Da die Pumpgrenze, wie die Kennlinien gezeigt haben, nicht das Ende der Förderung darstellt, ist die Nettoströmung auch dann noch in Richtung Diffusoraustritt gerichtet, wenn deutliche Rückströmungen beim Betrieb jenseits der Pumpgrenze auftreten.

Durch die PIV-Auswertungen lassen sich nun die Geschwindigkeitsverteilungen am Eintritt und am Austritt aus dem Diffusor bestimmen.

Die Abbildungen 4.53 bis 4.57 zeigen die Geschwindigkeitsverteilung am Eintritt in den Schaufelkanal (4'), sowie am Austritt aus dem Diffusor (5'). Zum Vergleich ist in Abbildung 4.53 jeweils ein Profil einer ausgebildeten Kanalströmung nach dem 1/7-Potenzgesetz der Geschwindigkeitsverteilung (siehe SIGLOCH [30])

$$c(w) = c_{max} \cdot \left(1 - \frac{w}{w_{max}}\right)^{1/7} \quad (4.1)$$

eingezeichnet.

Die Strömung weicht deutlich von einer Kanalströmung ab. Besonders am Austritt zeigt das Geschwindigkeitsprofil im parallelen Diffusor eine ausgeprägte Spitze auf. Diese Verzerrung des Profils beruht auf der geringeren Verzögerung der Kernströmung gegenüber den Randbereichen, die zudem durch die Grenzschicht beeinflusst werden. Dieses Verhalten ist typisch für eine Diffusorströmung (vergl. Abschnitt 2.3.3 bes. Abb. 2.25). Aufgrund dieses Effektes tritt ein Teil des Druckaufbaus erst im Nachlauf des Diffusors auf. Auch der Einlauf in den Diffusor zeigt nicht die Geschwindigkeitsverteilung einer ausgebildeten turbulenten Kanalströmung mit steilen Flanken und flachem Maximum auf.

Diese Strömungsverteilungen sind neben den generellen Strömungsverlusten Hauptgrund für die niedrigen Wirkungsgrade des Diffusors.

Wird die Aufweitung vergrößert, tritt Rotating Stall auf. Aufgrund des stark instationären Charakters der Strömung stellen die zeitgemittelten Aufnahmen nur eine „Pseudoströmung“ dar.

Die Profile der drei untersuchten Tiefen (siehe Abb. 4.56) weichen deutlich voneinander ab. Bereits am Eintritt ist nur an der Frontseite eine „ausgebildete“ Strömung auszumachen. Im rückwärtigen Bereich kommt es zu einer deutlichen Geschwindigkeitsabnahme mit zur Saugseite verschobenen Maxima.

Die Einzelbildauswertung zeigt Ablösungen und Rückströmungen, die die Hauptströmung

Abbildung 4.53: Verteilung der Geschwindigkeiten über den Querschnitt des parallelwandigen Diffusors aus den volumenstromgemittelten Geschwindigkeitsverteilungen der Vektorbilder 4.43 und 4.44 (ausgezogen) sowie die Verteilung für eine Kanalströmung nach dem $1/7$ -Potenzgesetz (gestrichelt)

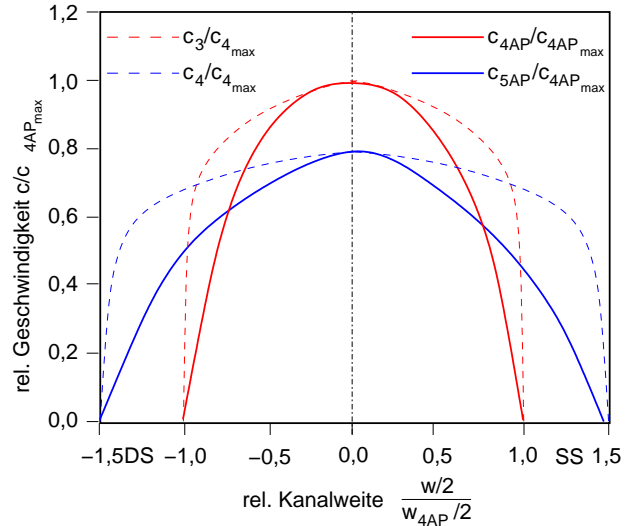


Abbildung 4.54: Verteilung der Geschwindigkeiten über den Querschnitt aus den volumenstromgemittelten Geschwindigkeitsverteilungen der Vektorbilder 4.45 bis 4.47 ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$) sowie ausgezogen das gemessene Profil des parallelen Diffusors der Abb. 4.53 punktiert)

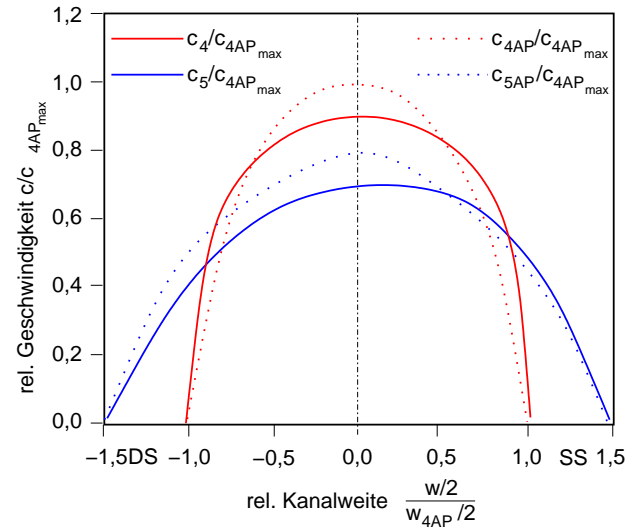
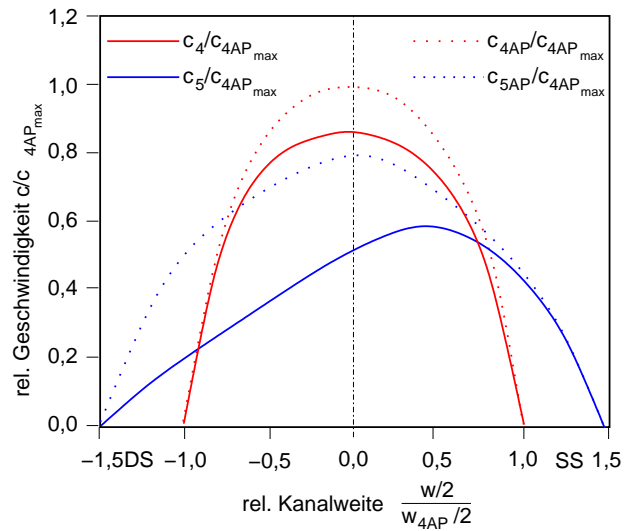


Abbildung 4.55: Verteilung der Geschwindigkeiten über den Querschnitt aus den volumenstromgemittelten Geschwindigkeitsverteilungen der Vektorbilder 4.48 bis 4.50 ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$) sowie ausgezogen das gemessene Profil des parallelen Diffusors der Abb. 4.53 punktiert)



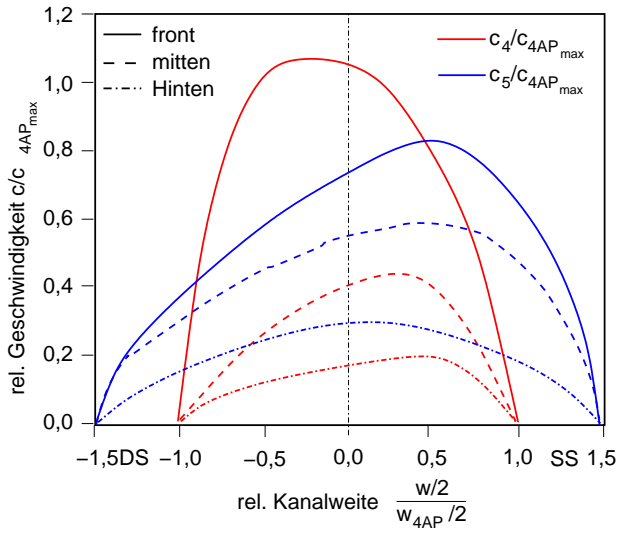


Abbildung 4.56: Verteilung der Geschwindigkeiten am Ein- und Austritt aus dem Diffusor in den drei untersuchten Ebenen der Vektorbilder 4.48 bis 4.50 ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$) bei Auslegungsdrehzahl

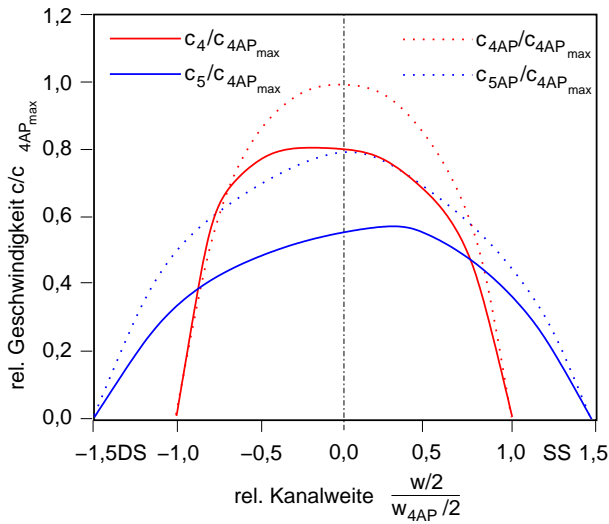


Abbildung 4.57: Verteilung der Geschwindigkeiten über den Querschnitt aus dem Vektorbild 4.52 ($A_4/A_{4AP} \approx 0,23$) bei extremer Drosselung ($V/V_{AP} \approx 0,2$) sowie ausgezogen das gemessene Profil des parallelen Diffusors der Abb. 4.53 punktiert)

zur Diffusorfront drängen. Aufgrund einer „Walzenströmung“ im hinteren Diffusorbereich (siehe Abb. 4.49 und 4.50) wird die Hauptströmung im Frontbereich in Richtung der Saugseite abgelenkt.

Die Abbildung 4.52 zeigt beispielhaft eine Strömung abseits des Auslegungspunktes bei angepasstem Diffusor. Die Geschwindigkeitsverteilungen in Abbildung 4.57 ähneln daher auch der des parallelen Diffusors im Auslegungspunkt, jedoch liegen die Maximalgeschwindigkeiten bei Auslegungsdrehzahl in der Regel unter denen des Auslegungspunktes. Aufgrund der Zuströmung, besonders bei hohen Drosselungen kommt es, wegen der gegenüber dem Auslegungspunkt erhöhten Umfangskomponente c_u , zu einer druckseitigen Verschiebung des Maximums am Eintritt in den Diffusor. Im weiteren Kanalverlauf weicht die Hauptströmung jedoch leicht zur Saugseite aus.

Wie die Diffusorströmungen der Abbildung 4.48 bis 4.52 zeigen und die daraus entnommenen Geschwindigkeitsverteilungen am Ein- und Austritt in den beschaufelten Diffusorteil, ist die Verzerrung der Diffusorströmung zum Teil recht erheblich.

Neben den Wandreibungsverlusten und den Grenzschichteffekten wird dies ein Grund für den geringen Wirkungsgrad des Diffusors sein. Da die Verzerrung bereits am Eintritt in den beschaufelten Diffusor auftreten, ist das Einwirken der Laufradabströmung auf den Eintritt in den beschaufelten Diffusorteil möglich.

Durch das verzerrte Profil wird die Grenzschicht stark aufgedickt. Aufgrund der anschließenden Kanalerweiterung wird der Effekt des verzerrten Geschwindigkeitsprofils nicht ausgeglichen, sondern eher verstärkt, was sich in den flachen Flanken der Profile bemerkbar macht. Die somit kaum bzw. nur unzureichend verzögerte Kernströmung führt schließlich zur geringen Umsetzung der dynamischen Energie in Druck.

4.2.6 Fazit der Untersuchungen des teilbeschaufelten Diffusors

Bereits beim unbeschaufelten Diffusor konnte die Tendenz der Strömung zur raschen Totalablösung bzw. Rückströmung als Reaktion auf einen geometrisch nicht angepassten Diffusor ausgemacht werden.

Die Strömungsaufnahmen zeigen, dass der teilbeschaufelte Diffusor ebenso reagiert. Zwar treten Rückströmungen im Diffusor als Folge einer inhomogenen Laufradabströmung auf, jedoch können die Auswirkungen gerade im Austrittsbereich des Diffusors durch den Einbau von Leitschaufeln unterdrückt werden. Die Schaufeln wirken als Strömungsstabilisator und verhindern die im unbeschaufelten Diffusor auftretenden geringen Strömungswinkel der energiearmen Gebiete, da sie der Strömung eine Richtung aufprägen. Eine dem unbeschaufelten Diffusor vergleichbare „schleichende“ Umkehr der Strömung durch Umkehr der Meridiangeschwindigkeit bei gleichzeitiger Beibehaltung der Umfangsgeschwindigkeit ist aufgrund der Unterteilung des Strömungskanal nicht mehr möglich. Somit scheint die Strömung, solange genügend kinetische Energie in der Strömung vorhanden ist, Fluktuationen ausgleichen zu können. Treibende Kraft hierfür ist zunächst die Umfangsgeschwindigkeit c_u , da sie am Eintritt in den Diffusor deutlich höher ist als die Meridiankomponente c_m .

Wie jedoch bereits am unbeschaufelten Diffusor gezeigt werden konnte, beeinflusst andererseits die Meridiankomponente die Strömung im Diffusor in erheblichem Maße, da sie für den Transport des Strömungsmediums durch den Diffusor entscheidend ist. Bei zu geringer Meridiangeschwindigkeit wird, aufgrund der längeren Flugbahn, mehr kinetische Energie dissipiert, während eine zu hohe Meridiangeschwindigkeit zur unvollständigen Ausnutzung der kinetischen Energie der Diffusorströmung führen kann.

Wird nun, ab einem bestimmten Diffusorradius, der Diffusor durch die Leitschaufeln in quasi ebene Teildiffusoren gegliedert, spielt die Unterteilung in Umfangs- und Meridiankomponente keine Rolle mehr und es existiert nunmehr eine Gesamtgeschwindigkeit c .

Wie ebenfalls schon beim unbeschaufelten Diffusor gezeigt werden konnte, scheint der Betrag der Gesamtgeschwindigkeit weitaus weniger vom Drosselzustand des Gebläses beeinflusst zu werden als die Geschwindigkeitskomponenten, da diese sich im Verlaufe des Diffusors annähern und überdies zu ähnlichen Strömungswinkeln führen. Somit ist der äußere, beschaufelte Diffusorteil weniger anfällig gegen unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten. Problematischer hingegen ist die Anströmung mit dem passenden Winkel. Bereits geringe Fehlwinkel (Inzidenzen) können zu Ablösungen am Eintritt in den beschaufelten Diffusor führen. Zwar kann der Eintrittswinkel über die Meridiangeschwindigkeit und diese über die Diffusorbreite eingestellt werden, jedoch kann dies wiederum zu den eben beschriebenen erhöhten Dissipationen führen.

Aufgrund der Annäherung der Geschwindigkeitskomponenten gleichen sich aber auch die Strömungswinkel für unterschiedliche Drosselungen an, so dass nur geringe Korrekturen notwendig sind.

Dabei scheint eine Reduzierung der Diffusorbreite und der damit verbundene geringere Abbau der Meridiangeschwindigkeit diese Anpassung besser bewerkstelligen zu können als eine vergleichbare Aufweitung. Die Breitenreduzierung führt zu einer geringeren Strömungswinkelfluktuations und somit zu einer besseren Anströmung des beschaufelten Diffusorteils und somit zur höheren Druckumsetzung des beschaufelten Diffusorteils, was wiederum den geringeren Druckaufbau im unbeschaufelten Diffusorteil ausgleichen kann. Somit entfällt die Stauwirkung der aus dem Diffusor austretenden energiearmen Strömung.

Ähnlich dem unbeschaufelten Diffusor sind der Aufweitung hingegen enge Grenzen gesetzt. Die PIV-Auswertungen zeigen, dass sich die Strömung durch die Aufweitung rasch und total ablösen kann, was zu einem vollständigen Versagen des anschliessenden teilbeschaufelten Diffusors führt.

Somit werden der Wirkung des Diffusors durch die Gefahr der Strömungsablösung einerseits und die Gefahr der Fehlanströmung der Diffusorschaukeln andererseits enge Grenzen gesetzt.

Die Auswertungen der Diffusordruckbeiwerte $c_{p_{3 \rightarrow 5}}$, $c_{p_{3 \rightarrow 4}}$ und $c_{p_{4 \rightarrow 5}}$ zeigen - gerade bei Drosselung - einen „Höhenrücken“ mit steilen Flanken. Ohne eine Breitenverstellung würde der wirkungsvolle Betriebsbereich des Diffusors schnell verlassen. Dies deutet darauf hin, dass die Diffusorströmung stark anfällig gegen Ablösungen ist und bereits auf kleine Änderungen der Zuströmung mit deutlichen Einbußen reagiert. Ebenso wie die Druckbeiwerte zeigen auch die Druckverläufe des Diffusors den Einfluss der Diffusorbreite auf dessen Wirkung.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein anpassungsfähiger Diffusor für Kleingebläse entwickelt, der ein weites Kennfeld bei hohen Verzögerungsverhältnissen und damit erhöhtem Gesamt-druckverhältnis erreicht. Ausgehend vom unbeschaukelten breitenveränderlichen Diffusor wurde der breitenveränderliche teilbeschaukelte Diffusor entwickelt.

Neben den allgemeinen energetischen Messverfahren wurden bei der Entwicklung umfangreiche Untersuchungen des Diffusors mit der Particle Image Velocimetry (PIV) durchgeführt, mit der ganze Strömungsfelder zeitgleich aufgenommen und anschließend ausgewertet werden können. So resultiert der ungewöhnliche Schaufelwinkel des Diffusors von 48° , ebenso wie das Verhältnis von beschaukeltem zu unbeschaukeltem Diffusordurchmesser aus den PIV-Untersuchungen des unbeschaukelten Diffusors .

Der Einbau einer Beschaukelung im äusseren Teil des Diffusors unterbindet die frühen Rückströmungen wirkungsvoll und führt durch eine bessere Strömungsführung zu einer Beruhigung der Strömung und somit zu einem höheren Druckaufbau bei gleichzeitig erhöhtem Volumenstrom. Zusätzlich bringt der Einbau der Beschaukelung eine deutliche Steigerung des maximalen Anlagenwirkungsgrades um 8 Prozentpunkte auf 48 %. Dies liegt deutlich über dem Niveau des Gebläses, dessen Motor und Laufrad verwendet wurde. (Das Ursprungsgebläse erreicht mit einem bereits leicht modifizierten Diffusor auf dem selben Versuchsstand einen Anlagenwirkungsgrad von 29,5 %.)

Der breitenverstellbare, teilbeschaukelte Diffusor kann somit zu einer wesentlichen Kennfelderweiterung beitragen. Wie die Auswertungen zeigen, kann die Pumpgrenze zu extrem niedrigen Volumenströmen verschoben werden. Dies ist besonders für Kleingebläse und Verdichter von Bedeutung, da sie nur über ein stark eingeschränktes Kennfeld verfügen.

Durch die Anpassung an die Strömung können auch Diffusoren mit höherem Verzögerungsverhältnis eingesetzt werden, was zu einem höheren Druckaufbau führt.

Die PIV konnte die Strömung im Diffusor gut darstellen. Die Fähigkeit der PIV instationäre Vorgänge sichtbar zu machen ist ein Vorteil dieses Systems gegenüber allen

anderen intrusionslosen Messverfahren.

So können Strömungsablösungen und Rückströmungen im betrachteten Abschnitt festgestellt werden, ohne mit Sondentechnik gezielt danach suchen zu müssen.

Zudem konnte das Strömungsverhalten im Diffusor, besonders die effizienz mindernden Profilverzerrungen, gemessen und dargestellt werden.

Mit dem Einbau der Beschaukelung ist allerdings auch eine fast totale Abschattung des optisch hinter den Leitschaufeln liegenden, unbeschaukelten Diffusorteils verbunden, was eine Beobachtung der Laufradabströmung mit der PIV bei dem verwendeten Versuchsaufbau nicht ermöglicht.

Zudem konnte durch die Beobachtung des Partikelverhaltens die Pumpgrenze bestimmt werden. Die PIV-Auswertungen stützten darüber hinaus die These, dass sich die Zellen des *Rotating Stall* zunächst von Außen stromaufwärts in den Diffusor hineinziehen. Somit sind für das Pumpverhalten die äußeren Diffusorbereiche entscheidend.

Ein Nachteil der PIV ist ihre geringe zeitliche Auflösung. Dieses Problem wird durch die Weiterentwicklung digitaler Hochgeschwindigkeitskameras in den kommenden Jahren gelöst werden.

Durch die zur Breitenverstellung notwendig gewordene Unterteilung in unbeschaukelten und beschaukelten Teildiffusor stellt sich zudem die Frage, bei welchem Radienverhältnis der Übergang vom unbeschaukelten auf den beschaukelten Diffusorteil stattfinden soll. Davon abhängig ist ebenfalls der Schaufelwinkel, sowie die Notwendigkeit den Diffusor an den Strömungswinkel anpassen zu können. Diese Parameter sind bei diesem Diffusor mit Hilfe der PIV so bestimmt worden, dass nur eine geringstmögliche Anpassung des Schaufelwinkels durch die Breitenverstellung notwendig sein sollte. Eine Aufweitung des Diffusors sollte auf hohe Volumenströme beschränkt bleiben.

Es ist zu klären, ob dies für Diffusoren mit abweichenden Radienverhältnissen für die Teildiffusoren sowie für den Gesamtdiffusor ebenso gilt.

Literaturverzeichnis

- [1] ABDELHAMID, A. N., *A new Technique for Stabilizing the Flow and Improving the Performance of Vaneless Radial Diffuser*, ASME Paper No. 86-GT-128, 1986
- [2] BITTERLICH, W., AUSMEIER S., LOHMANN, U., *Gasturbinen und Gasturbinenanlagen - Darstellung und Berechnung*, Teubner Verlag, Stuttgart, 2002
- [3] BRADSHAW, G. R., LASKIN, E. B., *Experimental Study of Effect of Vaneless-Diffuser Diameter on Diffuser Performance*, NACA Technical Note Nr. 1713, 1948
- [4] Deutsches Institut für Normungen e. V., *DIN 24163 Ventilatoren, Leistungsmessung und Normkennlinien*, Beuth Verlag GmbH, 1985
- [5] COCKRELL, D. J. ed. al., *Introduction to Design and Performance Data for Diffusers*, Engineering Sciences Data Item No. 76027, 1976
- [6] DAY, I. J., *Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors*, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, 1993
- [7] DEAN, R. C., SENOO, Y., *Rotating Wakes in Vaneless Diffusers*, Journal of Basic Engineering, Vol. 82, 1960
- [8] EMMONS, H. W. et. al., *A Survey of Stall Propagation - Experiment and Theorie*, Journal of Basic Engineering, Transactions of ASME, 09.1959
- [9] ECKARDT, D., *Untersuchung der Strahl-Totwasserströmung hinter einem hochbelasteten Radialverdichter*, Dissertation, RWTH Aachen, 1973
- [10] ECKERT, B., SCHNELL, E., *Axial- und Radialkompressoren*, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1980
- [11] FAN, L.-S., *Principles of Gas-Solid Flows*, Cambridge Series in Chemical Engineering, 1998
- [12] FOX, R.W., KLINE, S., *Flow Regimes in Curved Subsonic Diffusers*, Journal of Basic Engineering, 1962

- [13] GERSTEN, K., HERWIG, H., *Strömungsmechanik. Grundlagen der Impuls-, Wärme- und Stoffübertragung aus asymptotischer Sicht*, Vieweg-Verlag, 1992
- [14] GREITZER, E. M., *The Stability of Pumping Systems - The 1980 Freeman Scholar Lecture*, Journal of Fluids Engineering, Transactions of ASME, Vol. 103, 06.1981
- [15] HEISKANEN, K., *Particle Classification*, Chapman & Hall, 1993
- [16] HÜTTENRAUCH, J., *Vordrallverstellung an Turboarbeitsmaschinen*, Dissertation, TU Dresden, 1985
- [17] JUSTEN, F., *Experimentelle Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge im beschauften Diffusor variabler Geometrie einer hochbelasteten Radialverdichterstufe*, Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [18] JOHNSON, J. P., MOORE, J., *The Development of Wake Flow in a Centrifugal Impeller*, Journal of Engineering for Power, Vol. 102, 04.1980
- [19] KATZ, M., *Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter mit pulsierender Lufteinblasung*, TU Darmstadt, 2002
- [20] MAN Turbomaschinen AG, *Firmenprospekt Radialkompressoren*, MAN Turbomaschinen AG, 2001
- [21] MOORE, F. K., GREITZER, E. M., *A Theory of Post Stall Transients in Axial Compression Systems*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, 1986
- [22] MÖNK, T., *Untersuchung an Diffusorscheufelungen kleiner radialer Erstreckung für eine Radialverdichterstufe mit kleiner Durchflusskennziffer*, Dissertation, RWTH Aachen, 1994
- [23] NI, J.-R., *Experimentelle Untersuchung über instationäre Diffusorströmungen im Radialverdichter*, TU Hamburg, 1993
- [24] LaVision GmbH, *PIV Manual*, LaVision GmbH, Göttingen, 2002
- [25] RAFFEL, M., WILLERT, C., KOMPENHANS, J., *Particle Image Velocimetry*, Springer Verlag, 1998
- [26] RAUTENBERG, M., *Einfluß des Energieumsetzungsraumes nach dem Laufrad eines Radialverdichters auf das Kennfeld und den Druckaufbau im schaufellosten Diffusor*, Dissertation, TU Hannover, 1971

- [27] ROTHSTEIN, M., *Entwicklung und experimentelle Untersuchung eines Radialverdichters mit beschauelftem Diffusor variabler Geometrie*, Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [28] RUCK, J., *Untersuchung des Strömungsfeldes im rotierenden Laufrad eines Radialgebläses mit einem Laser-Doppler-Anemometer*, Universität Kaiserslautern, 1986
- [29] SCHLICHTING, H., *Grenzschicht-Theorie*, 8. Auflage, G. Braun, 1982
- [30] SIGLOCH, H., *Technische Fluidodynamik*, VDI-Verlag, 1991
- [31] SHI, L., *Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge in hochbelasteten Radialverdichtern*, Universität Hannover, 1999
- [32] SENOO, Y., KINOSHITA, Y., *Limits of Rotating Stall in Vaneless Diffusers of Centrifugal Blowers*, ASME Paper No. 78-GT-19, 1978
- [33] SENOO, Y., ISHIDA, M., *Behaviour of Several Asymmetric Flow in a Vaneless Diffusor*, Journal of Engineering for Power, Vol. 97, 1975
- [34] STEIN, A., *Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressors*, Dissertation, Georgia Institute of Technology, 2000
- [35] STENNING, A. H., *Rotating Stall and Surge*, Journal of Fluids Engineering, Transactions of ASME, Vol. 102, 03.1980
- [36] TRAUPEL, W., *Thermische Turbomaschinen I+II* 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1988
- [37] WAGNER, W., *Strömung und Druckverlust*, Vogel Buchverlag, 1997

Abbildungsverzeichnis

1.1	Getriebe-Radialverdichter der Firma MAN Turbomaschinen AG mit Vorleitradwalverstellung [20]	2
1.2	Kennfeld eines Radialgebläses mit Optimierungsziel	3
2.1	Kennfeld eines Systems Lieferant/Verbraucher	6
2.2	Stabilitätsgrenzen des Systems Lieferant/Verbraucher mit Pumpvorgang von a-b-c-d-a	7
2.3	Kennfeld eines Lieferanten und eines Verbrauchers	7
2.4	Laufrad mit rückwärts gekrümmten ($\beta_{2'} < 90^\circ$) Schaufeln	9
2.5	Strömungsgeschwindigkeiten und Strömungswinkel im Austritt aus dem Laufrad mit rückwärts gekrümmten (a), radial endenden (b) und vorwärts gekrümmten (c) Schaufeln, bei gleichen Eintrittszuständen und Drehzahlen	11
2.6	Strömungen im radialen Laufrad nach der Potenzialtheorie: a) Durchströmung und Kanalwirbel, b) Überlagerte Strömung.	12
2.7	Änderung der Abströmgeschwindigkeit c_2 und des Abströmwinkels α_2 durch die nicht homogene relative Abströmung aus dem Laufrad nach dem 2-Zonen-Modell von MOORE und JOHNSON [18]	12
2.8	Anteil des Querschnitts der Totwasserzone $A_{2'_{TW}}$ und der Strahlzone $A_{2'_j}$ am Gesamtaustrittsquerschnitt $A_{2'}$ über den Betriebsbereich eines Radialgebläses	13
2.9	Diffusorbauarten	16
2.10	Stromlinie im unbeschaufelten (a) bzw. beschaufelten Diffusor (b)	17
2.11	Radialdiffusor mit Schaufelverstellung und gekrümmten Leitschaufeln	18
2.12	Unbeschaufelter Diffusor eines Radialgebläses mit Strömungsgeschwindigkeiten und Winkeln am Ein- und Austritt und der entsprechenden Stromlinie	19
2.13	Einfluss der Diffusorgeometrie auf die Strömungswinkel und den Strömungsweg, dargestellt für den Fall eines gleichen Abströmwinkels α_4 (rot ausgezogen: Verlauf bei jeweiliger Diffusorgeometrie, rot gestrichelt: Vergleichsverlauf bei parallelem Diffusor)	21

2.14	Verlauf des Druckdifferenzaufbaus p/p_3 und der Geschwindigkeitsverläufe c_m/c_{m3} bzw. c_u/c_{u3} über das Diffusorradienverhältnis r/r_3 bei inkompressibler reibungsfreier Strömung für $b_4 = 2 \cdot b_3$ oben, $b_4 = b_3$ in der Mitte und $b_4 = 0,5 \cdot b_3$ unten	23
2.15	Stromlinie und „Diffusorkanal“ (gestrichelt) für niedrige (a) und hohe Volumenströme (b) sowie punktiert für einen radiallysegmentierten Kanal eines „ebenen“ Diffusors	24
2.16	Geschwindigkeitsverteilung des Strömungsmediums $c_F(b)$ für eine Kanal- bzw. Poiseuille-Strömung	26
2.17	Verlauf des Grenzschichtdickenverhältnisses δ_{GS}/w und Beeinflussung des relativen Strömungswinkels α/α_3 über dem Radienverhältnis r/r_3	27
2.18	Diffusor mit schaufellosem, teilbeschaufeltem und beschaufeltem Bereich	28
2.19	a) Plattendiffusor mit kleinem Nasendurchmesser d_N und dünnen Schaufeln b) Diffusor mit großem Nasendurchmesser d_N und profilierten Schaufeln	30
2.20	Anströmung des Diffusors im Auslegungsfall (oben) bei Volumenströmen oberhalb des Auslegungsfalles (Bruststoß, mittig) und unterhalb des Auslegungsfalles (Nackenstoß, unten)	30
2.21	Verlauf eines mittleren Stromfadens im beschaufelten Diffusor	31
2.22	Teildiffusor eines geradebeschaufelten Diffusors und eines Diffusors mit gebogenen Leitschaufeln mit gleichem Eintrittswinkel $\alpha_{4'}$ und gleichem Eintrittsdurchmesser d_4	31
2.23	Ebener Diffusor	32
2.24	Einteilung der Diffusorströmung nach COCKRELL [5], bzw. FOX und KLINE [12]	32
2.25	Verzerrung des Geschwindigkeitsprofils am Austritt des Diffusors und Ausgleich im Nachlauf, sowie Verlauf des auf den Eintrittszustands bezogenen Druckes über der Diffusorlänge mit Vor- und Nachlauf	37
2.26	Einfluss der Schaufelverstellung auf die Geometrie eines Verstelldiffusors mit Schaufeldrehpunkt bei halber Schaufellänge	38
2.27	Entstehung des <i>Rotating Stalls</i> in einem axialen Gitter nach [8]	41
2.28	PIV-Auswertung einer Rückströmzone am Austritt eines unbeschaufelten Diffusors	42
2.29	Ausbildung der Rückströmzonen am Austritt des unbeschaufelten Diffusors	42
2.30	Kennfeld eines Radialverdichters mit Leitschaufelverstellung (unten links), Vorleitschaufelverstellung (oben rechts) und Drehzahlregelung (unten rechts), Firmenprospekt MAN Turbo [20]	43
2.31	Kennlinien für Radialgebläse mit unterschiedlich ausgeführten Diffusoren	44
2.32	Strategien zur Vermeidung eines Strömungsabrisses	44
2.33	Aufbau einer PIV-Messstrecke [25]	50

2.34	Bestimmung des Partikelversatzes durch die Auswertung zweier um Δt zeitversetzt aufgenommener Partikelbilder	51
2.35	Partikel auf einer Kreisbahn	52
2.36	Abbildung und räumliche Zuordnung eines Partikels auf der Abbildungsebene (CCD-Chip) für einen Partikel mit einem Abbildungsdurchmesser kleiner als der Pixeldiagonalen (links oben) und zur exakten Lokalisierung ausreichendem Abbildungsdurchmesser (rechts unten)	54
2.37	Verkleinerung des Auswertebereichs in 3 Schritten beim <i>Adaptive Multi-Pass Verfahren</i>	54
2.38	Stereo-PIV mit zwei aus der optischen Senkrechten um den Winkel γ gedreht angeordneten Kameras	56
3.1	Aufbau des Gebläseversuchsstandes mit beschaukeltem Gebläse und Anordnung der Druckmessstellen	57
3.2	Bild des Versuchsstandes	58
3.3	Viertelkreis-Einlaufmessdüse (EMD) nach DIN 24163 [4]	59
3.4	Vergleich der Volumenstrommessung mittels Einlaufmessdüse (EMD) und Prandtl-Staurohr	59
3.5	Laufrad des verwendeten Gebläses	61
3.6	Anlagenschaltbild mit ständigen Messeinrichtungen	62
3.7	Der unbeschaukelte Diffusor	63
3.8	Verstellung des unbeschaukelten Diffusors	64
3.9	Änderung des Strömungsquerschnittes zwischen Diffusorein- und Diffusoraustritt für Breitenänderungen von -4 bis +3mm	65
3.10	Stereoskopie-PIV	66
3.11	Ringdistributor zur gleichmäßigen Partikelverteilung vor der Einlaufmessdüse	66
3.12	Lage der Lichtschnitte bei parallelem (a), divergentem (b) und konvergentem (c) Diffusor	68
3.13	Verlauf der bezogenen Änderung des RMS-Wertes über der Anzahl der Aufnahmen i	69
3.14	Radialgebläse mit teilbeschaukeltem, verstellbarem 48°-Diffusor	70
3.15	Verhältnisse der Teilbeschaukelung des Diffusors	71
3.16	Verstellung des Diffusors	73
3.17	Einordnung des beschaukelten Diffusors in das Diffusordiagramm nach COCKRELL bzw. FOX und KLINE	73
3.18	PIV Messaufbau bei beschaukeltem Diffusor	74
3.19	Laserlichtschnitt bei beschaukeltem Diffusor mit Schlitzblende und den teilweise abgedeckten Bereichen in der AOI (Area Of Interest)	75

4.1	Partikelbild (oben) und Vektoren (unten) der Diffusorströmung mit deutlicher Rückströmung am Diffusoraustritt	79
4.2	p-V-Diagramm des Gebläses mit schaufellosem Diffusor bei einer Drehzahl von 24000 min^{-1}	80
4.3	Verlauf der Geschwindigkeitskomponenten c_m und c_u und des Strömungswinkels α für den parallelen Diffusor (links) und den konvergenten Diffusor mit $\Delta b_4 = -4 \text{ mm}$ (rechts) bei $n = 24000 \text{ min}^{-1}$ und $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$	84
4.4	Verlauf der Geschwindigkeitskomponenten c_m und c_u und des Strömungswinkels α für den parallelen Diffusor im Auslegungspunkt bei $n = 24000 \text{ min}^{-1}$ und $\dot{V} = \dot{V}_{AP}$	84
4.5	Verlauf der Geschwindigkeitskomponenten c_m und c_u und des Strömungswinkels α für den parallelen Diffusor (links) und den um 3 mm aufgeweiteten Diffusor (rechts) bei $n = 24000 \text{ min}^{-1}$ und $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,6$	84
4.6	Verlauf der axialen Geschwindigkeitskomponente c_{ax} über dem Durchmesser Verhältnis d/d_3	85
4.7	Vergleich einer berechneten Stromlinie mit den Messwerten für $n = 24000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$ mit konvergentem $\Delta b_4 = -4 \text{ mm}$ (rechts) und mit parallelem Diffusor (links)	87
4.8	Vergleich einer berechneten Stromlinie mit den Messwerten für $n = 24000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{V} = \dot{V}_{AP}$ bei parallelem Diffusor	87
4.9	Vergleich einer berechneten Stromlinie mit den Messwerten für $n = 24000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,6$ mit konvergentem $\Delta b_4 = +3 \text{ mm}$ (rechts) und parallelem Diffusor (links).	87
4.10	Umschlingungswinkel $\varphi_{3 \rightarrow 4}$ in Abhängigkeit des relativen Durchflusses und der Diffusorgeometrie	88
4.11	Partikelbild einer vollausgebildeten Diffusorströmung	91
4.12	Partikelbild mit ausgeprägter Rückströmung in den Kanälen	91
4.13	Vektorbild einer ausgebildeten Diffusorströmung im Bereich des Auslegungspunktes mit $\Delta b_4 = 0 \text{ mm}$, und Lichtschnittebene in der Diffusormitte	93
4.14	Vektorbild einer saugseitig abgelösten Strömung und ausgeprägter Rückströmzone über 3/4 der Kanallänge bei $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,3$ und $\Delta b_4 = 0 \text{ mm}$	93
4.15	Vektorbild einer Totalblockage bei $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,1$ und $\Delta b_4 = 0 \text{ mm}$	94
4.16	p- \dot{V} -Diagramm des Gebläses mit parallelem Diffusor	96
4.17	p- \dot{V} -Diagramm des Gebläses mit 1,5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,27$)	96
4.18	p- \dot{V} -Diagramm des Gebläses mit 3 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$)	97
4.19	p- \dot{V} -Diagramm des Gebläses mit -1,5 mm verengtem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 0,55$)	97

4.20	p- \dot{V} -Diagramm des Gebläses mit -3 mm verengtem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 0,27$)	98
4.21	p- \dot{V} -Diagramm des Gebläses mit -4,5 mm verengtem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 0,18$)	98
4.22	Vergleich der Arbeitsbereiche des Gebläses für Breitenveränderungen von -4,5 mm bis +3 mm ($A_4/A_{4AP} \approx 0,18 - 1,55$).	99
4.23	Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 18000 min^{-1}	99
4.24	Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 21000 min^{-1}	100
4.25	Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 24000 min^{-1}	100
4.26	Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 27000 min^{-1}	101
4.27	Dreidimensionales Kennfeld für eine Drehzahl von 30000 min^{-1}	101
4.28	Relatives Wirkungsgradverhältnis η/η_{AP} für eine Drehzahl von 18000 min^{-1} 102	
4.29	Relatives Wirkungsgradverhältnis η/η_{AP} für eine Drehzahl von 24000 min^{-1} 103	
4.30	Relatives Wirkungsgradverhältnis η/η_{AP} für eine Drehzahl 30000 min^{-1}	103
4.31	Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p_{(t)}/\Delta p_{1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 18000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$	105
4.32	Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p_{(t)}/\Delta p_{1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 18000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,0$	105
4.33	Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p_{(t)}/\Delta p_{1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 24000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$	106
4.34	Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p_{(t)}/\Delta p_{1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 24000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1$	106
4.35	Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p/\Delta p_{1AP}$ sowie des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_t/\Delta p_{t1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 24000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,8$	107
4.36	Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p/\Delta p_{1AP}$ sowie des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_t/\Delta p_{t1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 30000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 0,2$	107
4.37	Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p/\Delta p_{1AP}$ sowie des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_t/\Delta p_{t1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 30000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,0$	108

4.38	Verlauf des Druckverhältnisses $\Delta p/\Delta p_{1AP}$ sowie des Totaldruckverhältnisses $\Delta p_t/\Delta p_{t1AP}$ an den Messstellen 0-5 für eine Drehzahl von 30000 min^{-1} und einen Volumenstromverhältnis von $\dot{V}/\dot{V}_{AP} = 1,8$	108
4.39	Verlauf des Diffusor-Druckbeiwertes $c_{p3 \rightarrow 5}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und Querschnittsverhältnisses	109
4.40	Verlauf des Diffusor-Druckbeiwertes des unbeschaukelten Diffusorteils $c_{p3 \rightarrow 4}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und Querschnittsverhältnisses . . .	110
4.41	Verlauf des Diffusor-Druckbeiwertes des beschaukelten Diffusorteils $c_{p4 \rightarrow 5}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und Querschnittsverhältnisses . . .	110
4.42	Diffusor-Gütegrad des beschaukelten Diffusorteils $\eta_{Diff4 \rightarrow 5}$ in Abhängigkeit des Volumenstrom- und Querschnittsverhältnisses	111
4.43	Strömung in Kanalmitte/Frontseite im Auslegungspunkt bei parallelem Diffusor	113
4.44	Strömung in Kanalmitte/Rückseite im Auslegungspunkt bei parallelem Diffusor	113
4.45	Frontseitige Strömung bei Auslegungsdrehzahl bei +3 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$)	114
4.46	Mittenströmung bei Auslegungsdrehzahl bei +3 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$)	114
4.47	Rückwärtige Strömung bei Auslegungsdrehzahl bei +3 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$)	114
4.48	Frontseitige Strömung bei Auslegungsdrehzahl bei +5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$)	116
4.49	Mittenströmung bei Auslegungsdrehzahl bei +5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$)	116
4.50	Rückseitige Strömung im Auslegungspunkt bei +5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$)	116
4.51	Einzelbildauswertung einer instationären Strömung in der Nähe der Rückwand im Auslegungspunkt bei +5 mm aufgeweitetem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$)	117
4.52	Strömung bei starker Drosselung ($V/V_{AP} \approx 0,2$) und -3,5 mm verengtem Diffusor ($A_4/A_{4AP} \approx 0,23$)	117
4.53	Verteilung der Geschwindigkeiten über den Querschnitt des parallelwandigen Diffusors aus den volumenstromgemittelten Geschwindigkeitsverteilungen der Vektorbilder 4.43 und 4.44 (ausgezogen) sowie die Verteilung für eine Kanalströmung nach dem 1/7-Potenzgesetz (gestrichelt)	119

4.54	Verteilung der Geschwindigkeiten über den Querschnitt aus den volumengemittelten Geschwindigkeitsverteilungen der Vektorbilder 4.45 bis 4.47 ($A_4/A_{4AP} \approx 1,55$) sowie ausgezogen das gemessene Profil des parallelen Diffusors der Abb. 4.53 punktiert)	119
4.55	Verteilung der Geschwindigkeiten über den Querschnitt aus den volumengemittelten Geschwindigkeitsverteilungen der Vektorbilder 4.48 bis 4.50 ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$) sowie ausgezogen das gemessene Profil des parallelen Diffusors der Abb. 4.53 punktiert)	119
4.56	Verteilung der Geschwindigkeiten am Ein- und Austritt aus dem Diffusor in den drei untersuchten Ebenen der Vektorbilder 4.48 bis 4.50 ($A_4/A_{4AP} \approx 1,95$) bei Auslegungsdrehzahl	120
4.57	Verteilung der Geschwindigkeiten über den Querschnitt aus dem Vektorbild 4.52 ($A_4/A_{4AP} \approx 0,23$) bei extremer Drosselung ($V/V_{AP} \approx 0,2$) sowie ausgezogen das gemessene Profil des parallelen Diffusors der Abb. 4.53 punktiert)	120

Tabellenverzeichnis

2.1	Zahlenwerte der Funktion $G(\Lambda, D)$ für $D = -0,46$	26
2.2	Maßnahmen zur Kennfelderweiterung	46
3.1	Daten des Laufrades sowie des verwendeten Motors	61
3.2	Weitere Daten des Gebläses mit unbeschaufeltem Diffusor (siehe auch Tabelle 3.1)	62
3.3	PIV Daten	69
3.4	Daten des Gebläses mit teilbeschaufeltem Diffusor (siehe auch Tabelle 3.1)	72